

**UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
ESCUELA POLITÉCNICA SUPERIOR
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA**

TRABAJO DE FIN DE GRADO

ANÁLISIS DEL CONTACTO EN LOS ELEMENTOS DE RODADURA DE SISTEMAS FERROVIARIO

Autor: Juan Muñoz Vázquez

Tutor: Alejandro Bustos Caballero

Leganés, Septiembre de 2017

Título: Análisis del contacto de elementos de rodadura en el sistema Ferroviario

Autor: Juan Muñoz Vázquez

Director: Alejandro Bustos Caballero

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día ____ de _____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

RESUMEN

El presente trabajo se desarrolla dentro del sector ferroviario, profundizando en la investigación del contacto en los elementos de rodadura de vehículos ferroviarios. Los objetos de estudio son el contacto rueda-carril, que se produce durante la circulación de vehículos, y contacto rueda-rodillos, que se produce en los bancos de ensayo.

A partir de dos modelos ya creados en el programa PTC Creo Parametric, estos se modifican para poder ser analizados utilizando el programa ANSYS Workbench.

En primer lugar, se adapta el modelo rueda-carril de modo que sea compatible con ANSYS. Una vez que se puede trabajar con ANSYS, se realiza un estudio de Elementos Finitos a través del citado programa, donde se somete al eje del modelo a variaciones de carga.

En segundo lugar, se realiza el proceso anterior para el modelo rueda-rodillos. A partir del modelo de Elementos Finitos se realizan una serie de simulaciones variando la distancia entre los dos rodillos.

Para concluir se lleva a cabo un análisis de los siguientes parámetros: tensión de Von Mises, presión de contacto y área de contacto. Este análisis incluye cotejar los valores obtenidos con los teóricos de un modelo de contacto según Hertz

Palabras clave: Contacto, rueda, carril, rodillo, ANSYS Workbench,

ABSTRACT

The present work is developed within the railway sector, deepening the investigation of the contact in the elements of rolling of railway vehicles. The objects of study are wheel-rail contact, which occurs during vehicle circulation, and wheel-roller contact, which occurs on test benches.

From two models already created in the PTC Creo Parametric program, they are modified to be analyzed using the ANSYS Workbench program.

First, the wheel-rail model is adapted so that it is compatible with ANSYS. Once it is possible to work with ANSYS, a study of Finite Elements is carried out through the mentioned program, where the axis of the model is subjected to load variations.

Secondly, the above process is performed for the wheel-roller model. From the Finite Element model, a series of simulations are performed by varying the distance between the two rollers.

To conclude, an analysis of the following parameters is carried out: Von Mises voltage, contact pressure and contact area. This analysis includes comparing the values obtained with the theoreticians of a contact model according to Hertz.

Key words: Contact, wheel, rail, roller, ANSYS Workbench

Índice de contenidos

RESUMEN	3
ABSTRACT.....	4
1. INTRODUCCIÓN.....	11
1.1. Ámbito y motivación	11
1.2. Objetivos	13
1.3. Estructura del trabajo	14
1.4. Marco regulador	15
2. COMPLEMENTOS TEÓRICOS FERROVIARIOS.....	17
2.1. La vía ferroviaria.....	17
2.1.1. Infraestructura.....	17
2.1.2. Superestructura	18
2.1.2.1. La vía	18
2.1.2.2. Aparatos de vía	21
2.1.2.3. Cambios de aguja	21
2.1.2.4. Señalización	22
2.1.2.5. Electrificación	22
2.2. Material rodante.....	23
2.2.1. Bogie.....	24
2.2.2. Ejes.....	25
2.2.3. Ruedas.....	26
2.2.4. Cajas de grasa.....	28
2.2.5. Placas de guarda.....	28
2.2.6. Suspensión	29
2.3. Teoría del contacto rueda-carril.....	33
2.3.1. Contacto normal: Teoría de Hertz.....	33
2.3.2. Pseudodeslizamiento.....	35
2.3.3. Problema tangencial	36
3. DESCRIPCIÓN DE LA HERRAMIENTA	41
3.1. PTC CREO.....	41
3.1.1. PTC Creo Parametric.....	41
3.2. ANSYS.....	42
4. METODOLOGÍA.....	49
4.1. Introducción.....	49
4.2. Desarrollo de la metodología	49
4.2.1. Importación de los modelos a ANSYS.....	49
4.2.2. Creación del material	50
4.2.3. Modificación de la geometría	51
4.2.4. Condiciones de contorno	52
4.2.5. Tipos de contacto.....	53
4.2.6. Mallado	55
4.2.7. Restricciones y cargas.....	56
4.2.8. Resultados	57

5. DESARROLLO DEL PROYECTO Y RESULTADOS	60
5.1. Introducción.....	60
5.2. Modelo rueda-carril con carga vertical variable.....	62
5.3. Modelo rueda-rodillos con variación de distancia entre rodillos y carga vertical de 10 T	65
5.4. Modelo rueda-rodillos con variación de distancia entre rodillos y carga vertical de 20 T	70
6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS	76
6.1. Conclusiones.....	76
6.2. Trabajos futuros	77
7. ENTORNO SOCIO-ECONÓMICO	79
7.1. Introducción.....	79
7.2. Planificación	79
I. Planteamiento del proyecto: 10 días.....	79
II. Aclimatación al trabajo con el programa ANSYS y PTC CREO: 20 días	79
III. Desarrollo del modelo en ANSYS: 20días	79
IV. Simulación de los modelos: 80 días	79
V. Redacción de la memoria: 40 días.....	80
7.3. Presupuesto.....	80
7.3.1. Personal.....	80
7.3.2. Equipos.....	81
7.3.3. Software.....	81
7.3.4. Otros costes.....	81
7.3.5. Total.....	81
7.4. Impacto socioeconómico	82
REFERENCIAS.....	85
ANEXO A: ESTUDIO DE LA VARIACIÓN DE LA CARGA VERTICAL.....	89
ANEXO B: ESTUDIO DEL MODELO RUEDA-RODILLOS CON VARIACIÓN DE DISTANCIA ENTRE RODILLOS Y CARGA VERTICAL DE 10 T	98
ANEXO C: ESTUDIO DEL MODELO RUEDA-RODILLOS CON VARIACIÓN DE DISTANCIA ENTRE RODILLOS Y CARGA VERTICAL DE 20 T	114

Índice de Figuras

Figura 1.1. Tren CAF de la línea Ankara-Estambul.....	11
Figura 1.2. Banco de pruebas dinámico de la empresa Danobat	12
Figura 2.1. Viaducto ferroviario	17
Figura 2.2. Terraplén Figura 2.3. Trinchera.....	18
Figura 2.4. Elementos de la vía.....	18
Figura 2.5. Partes del carril	19
Figura 2.6. Traviesa monobloque.....	20
Figura 2.7. Balasto	21
Figura 2.8. Partes cambio de aguja.....	22
Figura 2.9. Columna de electrificación	23
Figura 2.10. Bogie motor Figura 2.11. Bogie remolcado	25
Figura 2.12. Bastidor cerrado	25
Figura 2.13. Eje	26
Figura 2.14. Partes de la rueda	27
Figura 2.15. Circulación en curva.....	27
Figura 2.16. Caja de grasa	28
Figura 2.17. Placa de guarda	29
Figura 2.18. Ballesta.....	30
Figura 2.19. Resortes helicoidales	31
Figura 2.20. Barra de torsión.....	31
Figura 2.21. Amortiguador de fricción Figura 2.22. Amortiguador hidráulico	32
Figura 2.23. Suspensión en dos etapas.....	32
Figura 2.24. Superficie de contacto rueda-carril.....	34
Figura 3.1. Menú guardar archivos.....	41
Figura 3.2. Menú formato de exportar	42
Figura 3.3. Menú de inicio Ansys Workbench 16.0	44
Figura 3.4. Elección de las propiedades del material	44
Figura 3.5. Croquis Figura 3.6. Pieza de revolución	45
Figura 3.7. Elección de material	46
Figura 3.8. Opciones de mallado.....	46
Figura 3.9. Menú Static Structural	47
Figura 3.10. Simulación de deformaciones	47

Figura 4.1. Propiedades acero estructural	50
Figura 4.2. Corte sobre el modelo	51
Figura 4.3. Modelo simplificado	52
Figura 4.4. Plano de simetría modelo rueda-rodillos	53
Figura 4.5. Plano de simetría modelo rueda-carril	53
Figura 4.6. Contacto tipo Bonded	54
Figura 4.7. Contacto tipo Rough modelo rueda-carril	54
Figura 4.8. Contacto tipo Rough modelo rueda-rodillos	55
Figura 4.9. Mallado modelo rueda-carril ..Figura 4.10. Mallado modelo rueda-rodillos	56
Figura 4.11. Empotramiento rueda-carril ..Figura 4.12. Empotramiento rueda-rodillos	56
Figura 4.13. Restricción del desplazamiento	57
Figura 4.14. Esquema desarrollo de la metodología	58
Figura 5.1. Distribución de presiones en la rueda para una carga de 20 T	62
Figura 5.2. Distribución de tensión de Von Mises para una carga de 20 T	62
Figura 5.3. Gráfica Presión vs Carga para el experimento de variación de cargas sobre el eje	64
Figura 5.4. Gráfica Área vs Carga para el experimento de variación de cargas sobre el eje	64
Figura 5.5. Gráfica de Tensión de Von Misses vs Carga para el experimento de variación de cargas sobre el eje	65
Figura 5.6. Distribución de presiones para una distancia de 500 mm y carga de 10 T en rodillo 1	66
Figura 5.7. Distribución de presiones para una distancia de 500 mm y carga de 10 T en rodillo 2	66
Figura 5.8. Distribución de tensión de Von Mises para una carga de 10 T en rodillo 1	67
Figura 5.9. Distribución de tensión de Von Mises para una carga de 10 T en rodillo 2	67
Figura 5.10. Gráfica Presión vs Distancia para el experimento de variación de distancia entre rodillos con 10 T sobre el eje	68
Figura 5.11. Gráfica Área vs Distancia para el experimento de variación de distancia entre rodillos con 10 T sobre el eje	69
Figura 5.12. Gráfica Tensión de Von Mises vs Distancia para el experimento de variación de distancia entre rodillos con 10 T sobre el eje	70
Figura 5.13. Distribución de presiones para una distancia de 700 mm y carga de 20 T en rodillo 1	71
Figura 5.14. Distribución de presiones para una distancia de 700 mm y carga de 20 T en rodillo 2	71

Figura 5.15. . Distribución de tensión de Von Mises para una carga de 20 T en rodillo 1	72
Figura 5.16. . Distribución de tensión de Von Mises para una carga de 20 T en rodillo 2	72
Figura 5.17. Gráfica Presión vs Distancia para el experimento de variación de distancia entre rodillos con 20T sobre el eje.....	73
Figura 5.18. Gráfica Área vs Distancia para el experimento de variación de distancia entre rodillos con 20 T sobre el eje	74
Figura 5.19. Gráfica Tensión de Von Mises vs Distancia para el experimento de variación de distancia entre rodillos con 20 T sobre el eje	74
Figura 7.1. Diagrama de Gantt	80

Índice de Tablas

Tabla 2.1. Valores de m y n.....	35
Tabla 2.2. Área de adhesión y deslizamiento.....	37
Tabla 2.3. Valores de coeficientes de deslizamiento y giro.....	39
Tabla 3.1. Tipos de contacto en Ansys	43
Tabla 5.1. Valores teóricos según la teoría de Hertz para rueda-carril	60
Tabla 5.2. Valores teóricos según la teoría de Hertz para rueda-rodillos con carga de 10 T.....	61
Tabla 5.3. Valores teóricos según la teoría de Hertz para rueda-rodillos con carga de 20T	61
Tabla 5.4. Valores obtenidos en Ansys para el experimento con variación de cargas en el eje	63
Tabla 5.5. Valores obtenidos en Ansys para el experimento con variación de distancia entre rodillos y carga de 10 T sobre el eje	68
Tabla 5.6. Valores obtenidos en Ansys para el experimento con variación de distancia entre rodillos y carga de 20 T sobre el eje.....	72
Tabla 7.1. Costes de personal.....	80
Tabla 7.2. Coste de equipos.....	81
Tabla 7.3. Costes de Software	81
Tabla 7.4. Resumen de costes.....	82

CAPÍTULO 1

INTRODUCCIÓN

1. INTRODUCCIÓN

1.1. Ámbito y motivación

En la sociedad actual en la que vivimos donde la mayoría de la gente vive en grandes poblaciones y núcleos urbanos son fundamentales los medios de transporte que permitan a los ciudadanos viajar y desplazarse de un lugar a otro. Uno de los medios de transporte más empleados en la actualidad es el ferrocarril ya que ofrece distintas ventajas como la gran capacidad de transporte de mercancías y pasajeros, fiabilidad, confort de los pasajeros, etc. Además debido a esta masificación que existe en las grandes ciudades es un medio de transporte con la gran ventaja de que no sufre atascos aunque sea hora punta.

España es un país con un gran desarrollo en el sector ferroviario ya que existen grandes empresas como Talgo o CAF presentes a nivel nacional e internacional. Algunos de los hitos logrados en el sector ferroviario ha sido la adjudicación del contrato para construcción explotación y mantenimiento de la línea de alta velocidad La Meca-Medina, fabricación por CAF de los primeros trenes de la línea Ankara-Estambul, figura 1.1, o recientemente la adjudicación del primer proyecto de alta velocidad en California al Grupo ACS para la construcción de un tramo de la línea. [24] [23]



Figura 1.1. Tren CAF de la línea Ankara-Estambul

Para la realización de estos proyectos es fundamental llevar a cabo estudios previos ya que si se ponen en práctica nuevos desarrollos que no hayan sido verificados anteriormente se podrían producir accidentes de elevada gravedad.

Estos estudios se pueden llevar a cabo gracias a programas informáticos que existen en la actualidad conocidos como CAE que permiten el diseño de elementos en 2D y 3D y su análisis mediante el método de los Elementos Finitos.

El método de los elementos finitos es un modelo numérico que consiste en la resolución de problemas continuos mediante la subdivisión del problema en elementos limitados por nodos. Gracias a esta subdivisión se pueden expresar los campos de deslizamiento en el interior de cada elemento en función de los desplazamientos que sufren sus nudos, así se puede conseguir la matriz de rigidez del elemento y obtener los desplazamientos en los nudos de cada elemento. Una vez conseguidos los desplazamientos posteriormente, se pueden aproximar las tensiones y deformaciones que sufre el elemento.[2]

Tras realizar los experimentos teóricos es necesario comprobar su validez mediante pruebas experimentales, para ello se utilizan los bancos de ensayo. Un banco de ensayo permite simular la circulación de un vehículo y realizar labores de mantenimiento y fabricación de bogies. En la figura 1.2 se puede observar un Bogie de la empresa Danobat especialista en bancos de ensayo.



Figura 1.2. Banco de pruebas dinámico de la empresa Danobat

Este trabajo se desarrolla ambientado en el sector ferroviario y en su investigación e impulso a través de programas informáticos.

1.2. Objetivos

El presente Trabajo de Fin de Grado (TFG) se enmarca dentro de las líneas de investigación que el grupo de investigación MAQLAB, perteneciente al Departamento de Mecánica de la Universidad Carlos III de Madrid, en busca de la mejora y seguridad de los elementos rodantes de vehículos ferroviarios.

El objetivo principal de este Trabajo de Fin de Grado es:

“El estudio de modelos numéricos sobre ANSYS que permitan comprender la evolución del contacto para los casos de rueda-carril y de rueda-rodillos”

Para lograr este objetivo principal es necesario superar una serie de objetivos intermedios que también servirán como guía para la ejecución de este trabajo:

- Modificar y obtener un modelo en un formato compatible con ANSYS a partir de un modelo existente de trabajos anteriores en PTC CREO.
- Establecer y elegir unas condiciones de contorno apropiadas para el estudio del fenómeno deseado.
- Definir un mallado conveniente para cada zona de los elementos del modelo, refinando la malla en la región de contacto.
- Implantar un modelo de elementos finitos que simule adecuadamente el contacto rueda-carril, en diversas condiciones.
- Implantar un modelo de elementos finitos que simule adecuadamente el fenómeno del contacto rueda-rodillos en diversas condiciones.
- Estudiar la evolución de los resultados obtenidos para la tensión de Von Mises, presión de contacto y área de la huella de contacto.
- Contrastar la validez de los resultados obtenidos para los modelos, rueda-carril y rueda-rodillos, con los datos teóricos de un modelo de contacto de Hertz y los datos obtenidos en trabajos anteriores con PTC CREO.

Para realizar estos objetivos se utilizará el programa PTC Creo Parametric para obtener un modelo compatible con ANSYS, programa con el que se realizarán los análisis y simulaciones.

Por último, se utilizará Microsoft Excel para desarrollar las gráficas y Microsoft Word en la redacción de la memoria.

1.3. Estructura del trabajo

En este apartado se explica brevemente las partes de las que consta este proyecto, así como una breve explicación de cada una de ellas:

1. Introducción

En primer lugar, se explican las motivaciones que han llevado a realizar este trabajo junto con los objetivos buscados. Además, se incluye un apartado explicando brevemente la estructura seguida en este documento.

2. Complementos teóricos

En este capítulo se realiza una introducción a los conocimientos básicos referente a los vehículos ferroviarios y al contacto entre los elementos rodantes, que permite entender mejor los posteriores experimentos realizados.

3. Descripción de las herramientas empleadas

El trabajo continúa con una breve explicación sobre el funcionamiento de los distintos programas utilizados. Se han utilizado principalmente dos, Ansys Workbench y PTC Creo, de los cuales se han realizado capturas de pantalla para una mejor comprensión de su funcionamiento.

4. Metodología

En este apartado se explican los pasos necesarios para el desarrollo de los experimentos en ambos programas. Desde la obtención del modelo hasta obtener los resultados.

5. Desarrollo del proyecto y resultados

En este capítulo se muestran los valores obtenidos de los distintos experimentos realizados y se lleva a cabo una comparación con los respectivos valores teóricos.

6. Conclusiones y trabajos futuros

Aquí se expresaran las conclusiones obtenidas tras la realización del proyecto y los trabajos que se dejan pendientes para continuar en el futuro.

7. *Entrono socio-económico*

Este apartado consiste la explicación de la planificación de nuestro proyecto, presupuesto necesario para llevarlo a cabo y una explicación sobre el impacto económico que podría tener.

8. *Referencias*

Este apartado incluye las referencias a todas las fuentes bibliográficas utilizadas.

9. *Anexos*

Por último, se adjuntan todos los resultados obtenidos de los experimentos que habían sido resumidos en una tabla en el apartado de desarrollo del proyecto.

1.4. Marco regulador

Este trabajo se desarrolla de acuerdo con la normativa vigente sobre la fabricación del conjunto rueda-carril resumida a continuación.

La UIC (Unión Internacional de Ferrocarriles) es la asociación internacional que busca la estandarización y cooperación entre los distintos sectores del sector ferroviario internacional. La UIC junto con UNE (Una Norma Española) dan forma al conjunto de leyes y normas que rigen todo el sector ferroviario. [22]

Las distintas normas que rigen este proyecto son:

- i. Norma UNE-EN 13262:2005+A1:2009 para la realización de las ruedas.[14]
- ii. Norma UNE-EN 13175:2005 perfil de rodadura de la rueda. [15]
- iii. Norma UNE-EN 13261:2009 para la realización de los ejes. [16]
- iv. Norma UNE-EN 13674-1:2006+A1:2008 para la fabricación del carril.[17]

En el conjunto rueda-rodillos se ha utilizado la misma normativa que utilizada anteriormente para ejes y ruedas, pero no existe una normativa específica para los rodillos modelados.

CAPÍTULO 2

COMPLEMENTOS TEÓRICOS FERROVIARIOS

2. COMPLEMENTOS TEÓRICOS FERROVIARIOS

2.1. La vía ferroviaria

La *vía ferroviaria* es el camino de rodadura y todas las instalaciones necesarias para su explotación, es decir, la electrificación, señalización, seguridad y comunicaciones. Su función principal es soportar las cargas y el guiado del material rodante.

Dentro del conjunto vía ferroviaria se pueden distinguir dos partes: infraestructura y superestructura. [18] [3]

2.1.1. Infraestructura

La infraestructura es el conjunto de obras necesarias para construir la plataforma sobre la que se asiente la base y sirva de soporte para la superestructura. Es necesario que soporte los esfuerzos producidos por el tren y servir de estructura de apoyo. Los distintos tipos de obras que encontramos son las obras de defensa (muros de contención, drenajes, saneamientos, etc.) y las obras de fábrica (viaductos, puentes, pasos a nivel) las cuales son necesarias para salvar los obstáculos naturales del terreno, figura 2.1.



Figura 2.1. Viaducto ferroviario

Para que la circulación sea lo más segura posible, el vehículo ferroviario debe seguir el trazado más favorable, por ello es necesario el acondicionamiento del terreno realizando trincheras, terraplenes etc., figuras 2.2 y 2.3. Además, el trazado no puede ser solamente recto por ello se utilizan las curvas de transición o también conocidas como clotoides que permiten una transición

suave entre recta y curva y entre curva y recta. Lo mismo ocurre debido a los cambios de nivel o cambio de rasante donde las distintas rasantes se unen mediante curvas llamados acuerdos.



Figura 2.2. Terraplén

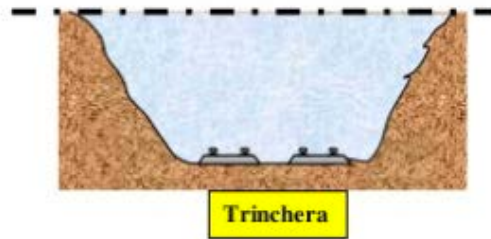


Figura 2.3. Trinchera

2.1.2. Superestructura

La superestructura es el conjunto formado por la vía y los aparatos que permiten que la circulación se realice de forma segura y eficaz [1].

2.1.2.1. La vía

La vía, figura 2.4, está formada por la plataforma (terreno sobre el que se monta la vía), el balasto y las traviesas, que descansan sobre él. Posteriormente se colocan los carriles por encima de las traviesas y otros elementos de servicio.

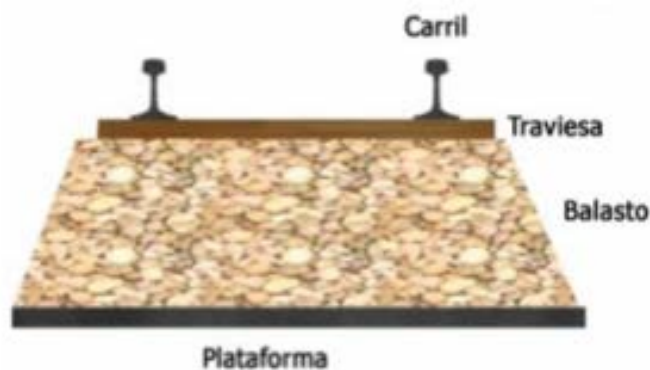


Figura 2.4. Elementos de la vía

Carril

El carril es el elemento sobre el que circulan los vehículos ferroviarios por ello, es el elemento fundamental de la superestructura ya que se encuentra en contacto directo con el material rodante. Sus funciones son las siguientes:

- Absorber y sustentar las cargas longitudinales verticales transversales, estáticas y dinámicas, transmitiéndolas al resto de elementos de la superestructura.
- Realizar la conducción de la corriente de electrificación y señalización.
- Conducción y guiado de los vehículos para que mantengan la trayectoria establecida y mantener la suficiente adhesión con la rueda para permitir la tracción y la frenada.

La sección del carril utilizada actualmente es el carril de patín plano, figura 2.5, derivado del conocido como carril de Vignole. La sección del carril consta de tres partes:

- **Cabeza:** es la parte del carril que constituye la superficie de rodadura con forma adecuada para un correcto asentamiento de las ruedas de los vehículos sobre este. Es la parte del carril que sufre más desgaste ya que soporta elevados esfuerzos debidos al contacto.
- **Alma:** es la parte de menor espesor y que se encarga de transmitir los esfuerzos desde la cabeza hasta el patín.
- **Patín:** esta última parte del carril se encarga de transmitir las cargas a otros elementos de la vía y conferir estabilidad y asiento al carril

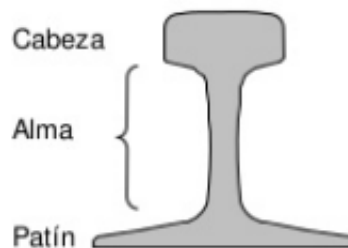


Figura 2.5. Partes del carril

Traviesas

Las traviesas son los elementos que soportan los carriles que se sitúan en dirección transversal a estos y se encuentran embebidas en balasto por lo que sirven de nexo de unión entre este y el carril. Algunas de sus funciones son:

- Aportar elasticidad, pero asegurando la rigidez necesaria para soportar las fuerzas que transmiten los carriles.
- Evitar la transmisión de corriente que circula a través de ellas.

Las traviesas se diferencian según el material del que estén fabricadas, pueden ser de madera, metálicas o de hormigón.

Actualmente la más utilizada es la de hormigón que ha ido evolucionando a lo largo del tiempo, ya que en un principio no poseían armaduras por lo tanto aparecían roturas debido a que los principales esfuerzos sobre la traviesa eran de tracción frente a los cuales el hormigón tiene una mala resistencia. Por ello, apareció la traviesa bibloque formada por dos bloques de hormigón unidos por una riostra de acero. El único inconveniente de esta es la poca superficie de contacto con el balasto por lo que para trenes de altas velocidades no es capaz de soportar las cargas. Por lo tanto, las traviesas más eficaces son las monobloque, debido a su mayor superficie de contacto con el balasto, como la que se observa en la figura 2.6.



Figura 2.6. Traviesa monobloque

Balasto

Es una capa de elemento granular que se encuentra entre el carril y las traviesas y que las sirve de soporte sobre la plataforma, figura 2.7. Este elemento está formado por piedras de formas poliédricas y aristas vivas para que se produzca un alto rozamiento entre ellas. Sus funciones son:

- Repartir las cargas provenientes de las traviesas de forma uniforme sobre la plataforma para que se encuentren dentro de valores admisibles y no se produzcan hundimientos de la plataforma.
- Estabilizar longitudinal, vertical y lateralmente la vía.

- Facilitar la evacuación de las aguas de lluvia facilitando el drenaje.
- Permitir la nivelación y peralte de la vía facilitando su alineación.



Figura 2.7. Balasto

2.1.2.2. Aparatos de vía

Los aparatos de vía constituyen un mecanismo que permite el desdoblamiento de carriles mediante unas piezas llamadas agujas. Se distinguen dos tipos:

- **Desvíos:** permiten el desdoblamiento de la vía en dos.
- **Travesía:** permite el cruce de vías manteniendo sus respectivas direcciones.

2.1.2.3. Cambios de aguja

Son los elementos que permiten los cambios de vía y están formados por una parte fija, llamada **corazón** y una móvil, llamada **espadín**, que se muestran en la figura 2.8. A su vez, pueden ser de varios tipos:

- **Eléctricos:** son accionados a distancia desde las estaciones y centros de control y son los más usados en la actualidad.
- **Mecánicos:** accionados desde la estación mediante un cable de acero.
- **Manuales:** se accionan en el lugar donde se cambia de vía.



Figura 2.8. Partes cambio de aguja

2.1.2.4. Señalización

Son los dispositivos que se utilizan para transmitir mensajes desde la vía, las estaciones y los trenes. Los distintos tipos son:

- Semafóricas
- Luminosas
- Portátiles
- De los trenes
- De limitación de velocidad

El objetivo de las señales es garantizar la seguridad en todas las operaciones que se realicen incluso aunque se produzca un fallo en el propio sistema de señalización. Por ello, requieren de una alta supervisión de todos los elementos.

2.1.2.5. Electrificación

Es el conjunto de elementos que permiten la toma de corriente por parte del material motor. Uno de estos elementos son las **subestaciones**, donde se transforma la corriente que procede de las suministradoras posibilitando su uso por parte de los vehículos, ya sea corriente alterna o continua.[19]

Otro elemento es la **columna de electrificación**, figura 2.9, que se compone de:

- *Postes*: soporte sobre el que se realiza el montaje de los equipos.
- *Ménsula*: soporte metálico encargado de sujetar la catenaria.

- *Tirante*: cable de unión entre poste y ménsula.
- *Aislador de suspensión*: pieza de porcelana o vidrio que funciona como aislante.
- *Hilo conductor o catenaria*: cable por el que circula la corriente y en contacto con el pantógrafo.
- *Brazo de atirantado*: nexo de unión entre catenaria y soporte que permite un cierto movimiento de zigzaguo de la catenaria para que aproveche toda la anchura del pantógrafo.
- *Soporte de atirantado*: mantiene unido el brazo de atirantado a la ménsula.
- *Aislador de atirantado*: evita la conducción eléctrica entre ménsula y poste.

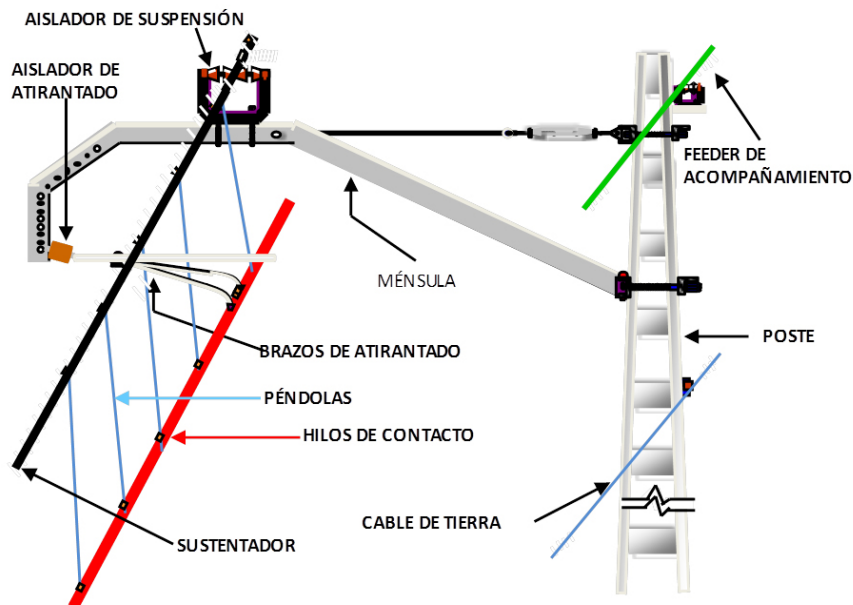


Figura 2.9. Columna de electrificación

2.2. Material rodante

Se entiende por *material rodante* todo aquello que puede circular por las vías ferroviarias. Se puede clasificar en dos grupos:

- **Material motor**: es el provisto por un motor para su autopropulsión o para la tracción del material rodante. Se puede dividir en:
 - *Material tractor*, que posee un motor para remolcar otro material rodante, pero no permite transportar carga sobre él.

- *Vehículo automotor*, que posee un motor y además permite llevar carga, por lo que está destinado al transporte.
- *Material auxiliar*, utilizado para ayudar a los otros dos tipos de material motor.
- **Material remolcado**: es aquel material que requiere ser remolcado por el material motor para su desplazamiento. Dentro de este grupo se encuentra el *coche* (transporte de personas), el *furgón* (transporte de equipajes) y el *vagón* (transporte animales o cosas).

Los principales elementos que componen el material motor y el remolcado son el bogie, los ejes, las ruedas, la caja de grasa, las placas de guarda y la suspensión.

2.2.1. Bogie

El bogie es una estructura rodante sobre la que se apoyan los vagones, los coches y las locomotoras. Se suelen colocar dos bogies, uno en cada extremo del vehículo. [21]

Sus funciones principales son:

- Soportar la carrocería del vehículo.
- Proporcionar estabilidad y garantizar el confort, absorbiendo vibraciones y reduciendo las fuerzas centrífugas cuando el tren circula a alta velocidad por las curvas.
- Minimizar los daños producidos sobre la vía debido a la circulación, evitando la formación de irregularidades y de su abrasión.

El mantenimiento de los bogies es mínimo o nulo, pero es necesario evitar que reciban golpes que puedan dar lugar a grietas por fatiga, producir daños en las soldaduras o soldar nuevas piezas sin tratamientos térmicos de homogeneización.

Existen distintas maneras de clasificar los bogies, pero de forma general se distinguen bogies con motor y bogies remolcados, figuras 2.10 y 2.11. La diferencia es que el primero posee el motor y la reductora, lo que proporciona tracción, mientras que la estructura del segundo es más simple.

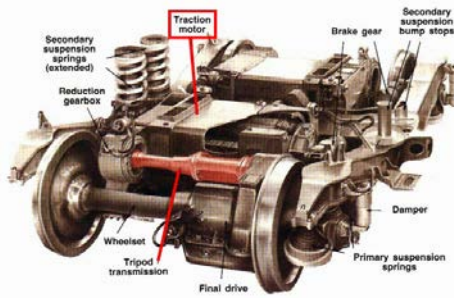


Figura 2.10. Bogie motor

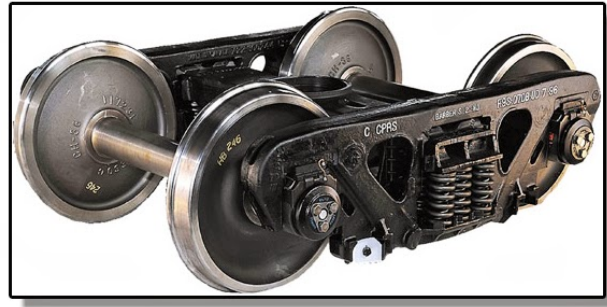


Figura 2.11. Bogie remolcado

Algunos de los componentes de un bogie son:

- **Bastidor:** Es una estructura fabricada con chapas soldadas de acero que componen, o bien un cuerpo en forma de "H", u otro en forma cerrada, figura 2.12, y que sirve de soporte, sobre el cual se monta el resto de componentes.
- **Reductores:** Son sistemas de engranajes montados sobre los bogies, que permiten variar el par motor permitiendo que se alcancen curvas en servicio continuo de hasta 5000 rpm.

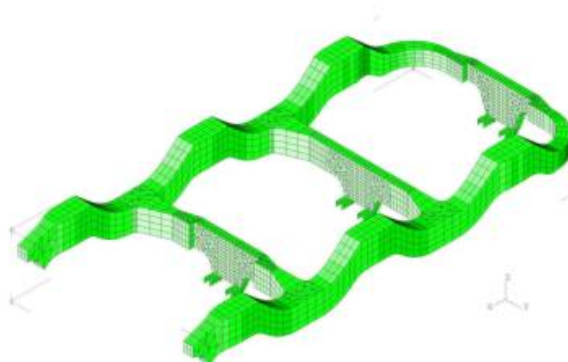


Figura 2.12. Bastidor cerrado

2.2.2. Ejes

Los ejes sirven como nexo de unión entre la rueda y el bastidor. Por lo tanto, es de vital importancia el correcto funcionamiento de este evitando problemas de desgaste, fatiga, vibraciones, ruidos, etc. Si se producen fallos mecánicos o de diseño sería posible que se llegase al descarrilamiento por ello existen unas normas específicas de diseño (UNE-EN 13103) que implican la identificación de las fuerzas y cálculo de momentos en distintas secciones, seleccionar los diámetros del cuerpo y las manguetas y el resto se obtiene a partir de estos.

Como se observa en la figura 2.13, en el eje de un vehículo podemos distinguir tres partes:

- **Fuste o cuerpo** del eje comprendido entre ambas ruedas.
- **Secciones de calaje** sobre las que se calzan o calan las ruedas.
- **Manguetas** se encargan de soportar el peso del vehículo a través de las cajas de grasa.

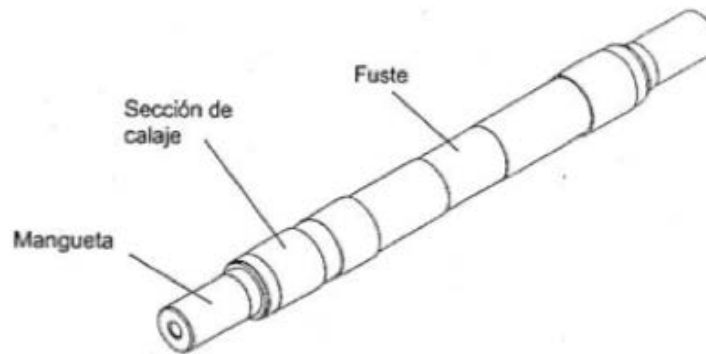


Figura 2.13. Eje

Además, el conjunto de un eje y dos ruedas caladas se denomina eje calado. Por lo tanto, tenemos un eje rígido junto dos ruedas que provoca que las dos ruedas giren a la misma velocidad. Este eje es el que permite la transmisión de las fuerzas de tracción a las ruedas y de frenado de las ruedas al vehículo. Por lo tanto, es fundamental llevar acabo un perfecto equilibrado de las ruedas para que el centro de gravedad coincida con el teórico ya que, en caso contrario, se produciría un par que alabearía el eje.

2.2.3. Ruedas

Las ruedas montadas sobre vehículos ferroviarios suelen tener diámetros entre 600 mm y 900 mm el cual varía dependiendo del servicio que presten. Las ruedas están fabricadas de acero moldeado y los perfiles de las llantas están normalizados según UIC (Unión Internacional de Ferrocarriles), siendo el UIC 45 u UIC 54 los perfiles más utilizados que corresponde a carriles de 45 Kg por metro y 54 Kg por metro.

La rueda se divide en dos partes, figura 2.14:

- El **centro** de la rueda: puede tener forma de disco plano u ondulado y se encuentra sometido a grandes esfuerzos debido a la carga vertical y a la

presión lateral sobre las pestañas en las curvas. Además, esta parte de la rueda no requiere mantenimiento.

- La **llanta**: es la parte de la rueda que entra en contacto con el carril y por ello sufre desgaste y soporta los choques debidos a la rodadura. Debido a este desgaste son necesarias llevar a cabo operaciones de mantenimiento del perfil como el reperfilado mediante tornos ya que un excesivo desgaste desequilibra las ruedas y produciría problemas de confort, vibraciones, etc. Esta parte posee una pestaña y el perfil debe ser el que produzca el menor desgaste debido al uso.

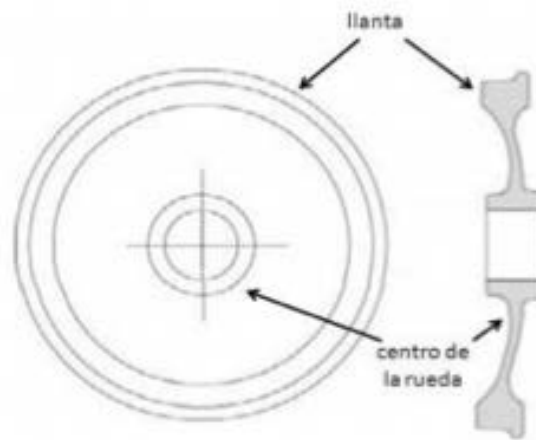


Figura 2.14. Partes de la rueda

Debido a que las ruedas se encuentran caladas al eje durante la circulación en recta no ocurriría nada ya que giraría a la misma velocidad, pero en el caso de la circulación en curva, figura 2.15, cada rueda giraría a distinta velocidad por ello se dota a las llantas de una cierta conicidad ya que el problema se soluciona haciendo girar a la rueda exterior con un radio mayor.

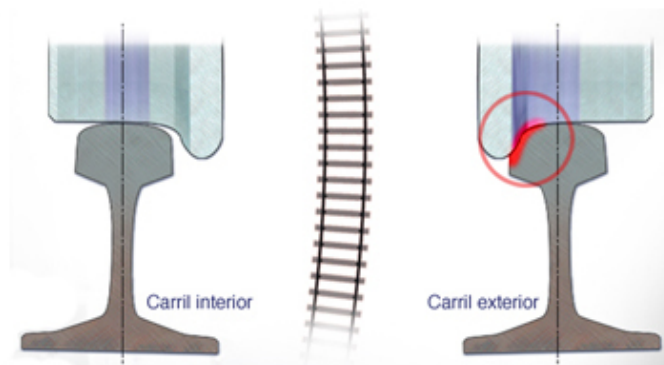


Figura 2.15. Circulación en curva

2.2.4. Cajas de grasa

Es un elemento que permite la unión entre el eje y la suspensión permitiendo simultáneamente el giro del eje y la transmisión de fuerzas desde el eje hacia el bogie, figura 2.16. [20]



Figura 2.16. Caja de grasa

Las cajas de grasa se encuentran en los extremos del eje y contienen rodamientos de bolas, rodillos cilíndricos o rodillos cónicos que permiten el giro del eje.

En busca de una mayor seguridad se están introduciendo mejoras como son los rodamientos sensorizados lo que permite controlar la velocidad de giro y la temperatura para evitar posibles bloqueos de las ruedas.

2.2.5. Placas de guarda

Las placas de guarda son piezas con forma de horquilla que están unidas al bastidor y mediante sus guías permiten el deslizamiento de las cajas de grasa, figura 2.17. [4]

Su función es dar mayor seguridad ya que mantiene la caja de grasa en su posición normal y debe sujetar el eje en caso de fallo en la suspensión. Por ello, se utiliza una pieza llamada ataguía colocada entre las dos guías de la placa y lo suficientemente baja para que no sea alcanzada por los resortes.

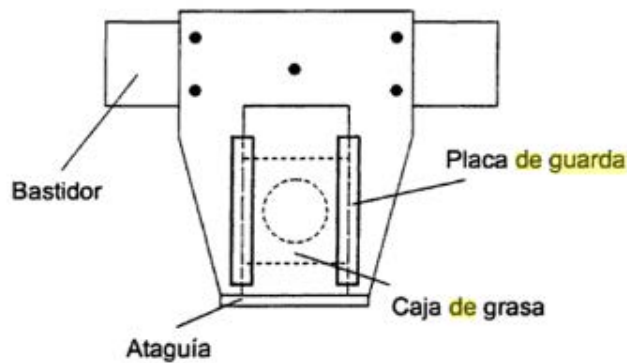


Figura 2.17. Placa de guarda

Además, en la dirección longitudinal se debe dejar un juego en las guías de las cajas para que durante el paso por curva sea el muelle el que transmita al bastidor los golpes que reciben las placas. Este juego depende del radio de las curvas de la línea y la separación máxima entre los ejes del vehículo. Sin embargo, este juego no debe sobrepasar los 5 mm en los trenes españoles por cada lado de la caja de grasa, a fin de evitar la salida del eje y posibles movimientos de lazo innecesarios.

2.2.6. Suspensión

La suspensión de los vehículos ferroviarios es el conjunto de diferentes tipos de elementos que permiten asegurar el confort, estabilidad, seguridad y calidad de marcha. [9]

Las funciones principales de la suspensión son:

- Proteger los elementos del vehículo independientemente del estado de la vía.
- Mantener la estabilidad del vehículo independientemente de los obstáculos, desniveles, radio de curva, etc.
- Proporcionar comodidad a los pasajeros reduciendo todo lo posible los movimientos verticales, longitudinales, transversales y angulares.

Una forma de clasificar los elementos de la suspensión es dividirlos entre elementos elásticos y elementos amortiguadores. Los primeros mantienen la unión entre elementos de rodadura y vehículo proporcionando una fuerza cada vez que se produce una separación entre ellos. Los segundos son disipadores

de energía, a fin de evitar el movimiento oscilatorio tras una perturbación de la suspensión.

Algunos de los elementos con más éxito para conseguir mantener la rigidez y amortiguamiento necesarios en una suspensión son las ballestas, los resortes helicoidales, las barras de torsión y los amortiguadores.

Ballestas

Las ballestas están formadas por diferentes hojas de acero superpuestas de sección constante o variable, figura 2.18. Siguen siendo utilizadas debido a estas ventajas:

- Son económicas
- Realizan también la función de amortiguamiento.
- Capacidad de soportar grandes cargas.
- Realización de funciones de guiado lateral y longitudinal.

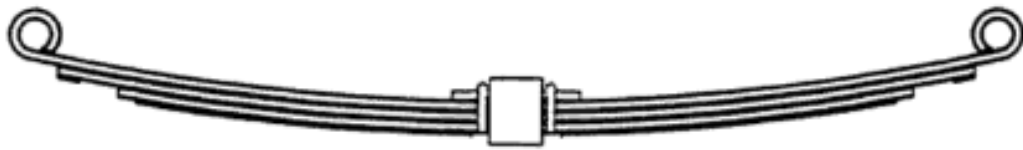


Figura 2.18. Ballesta

Resortes helicoidales

Son los elementos de rigidez más utilizados en la suspensión de vehículos y se fabrican a partir de una varilla o barra de acero de alta resistencia formando una hélice que trabaja a flexión. Sin embargo, no aportan ningún amortiguamiento por lo que es necesario que vayan acompañados de algún disipador externo. En cambio, tienen la ventaja de ser compactos y es posible una regulación precisa, figura 2.19.

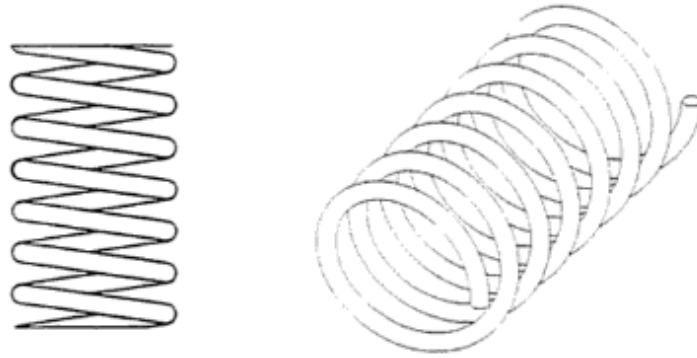


Figura 2.19. Resortes helicoidales

Barras de torsión

Las barras de torsión son elementos diseñados para disminuir el ángulo de balanceo cuando el vehículo recorre una curva. Al reducir este ángulo de balanceo conseguimos minimizar el movimiento de cargas del vehículo obteniendo un menor riesgo de vuelco, figura 2.20.



Figura 2.20. Barra de torsión

Además, la velocidad de paso por curva en los vehículos ferroviarios viene determinada por las fuerzas que experimentan los pasajeros, por lo que, si reducimos las fuerzas que estos sufren, podremos aumentar la velocidad de paso por curva.

Amortiguadores

Los amortiguadores más utilizados son los de fricción e hidráulicos. Los de fricción, figura 2.21, se utilizan en suspensiones de vagones de mercancías y constan de elementos a los que se les hace pasar la carga y debido a la fricción generada se obtiene el amortiguamiento. En cambio, los amortiguadores hidráulicos constan de un pistón que trabaja dentro de un cilindro en el que existe aceite a presión que proporciona el amortiguamiento, figura 2.22.

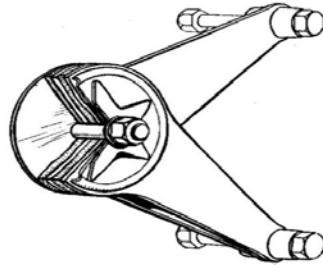


Figura 2.21. Amortiguador de fricción



Figura 2.22. Amortiguador hidráulico

La mayoría de vehículos ferroviarios utilizan dos o más etapas de suspensión, aunque se pueden encontrar algunos con una. La diferencia es el uso o no de bogies ya que cuando estos son utilizados la suspensión se realiza en dos etapas generalmente conocidas como suspensión primaria y secundaria, figura 2.23.

- *Suspensión primaria:* se denomina así ya que es un sistema de suspensión entre el conjunto ejes y ruedas y el bastidor del bogie siendo el primer elemento flexible entre este conjunto y el tren. Sus funciones son reducir las vibraciones que soporta el bastidor del bogie y un reparto homogéneo de las cargas sobre las ruedas. Su función es vital para evitar el descarrilamiento y mejorar las prestaciones de tracción y freno.
- *Suspensión secundaria:* se sitúa entre la caja del coche y el bogie. Su función es absorber los movimientos verticales y laterales del coche mejorando significativamente el confort en el tren.

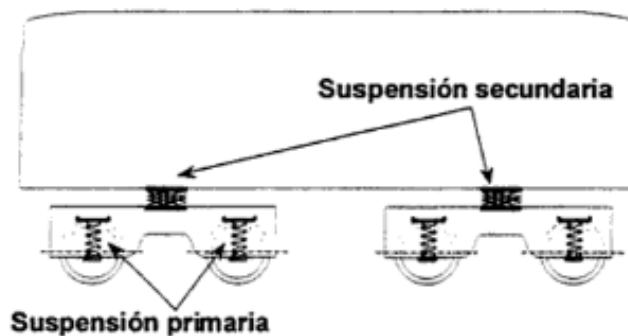


Figura 2.23. Suspensión en dos etapas

2.3. Teoría del contacto rueda-carril

El movimiento del ferrocarril se basa en la fuerza de fricción generada en el contacto entre rueda y carril. Por ello, es uno de los campos de investigación más característicos en la actualidad, debido a que se está llevando al límite la relación entre el esfuerzo tractor y el peso adherente, de modo que es una de las principales limitaciones de la adherencia en el sistema ferroviario.

Los modelos de contacto entre material rodante y carril ferroviario se basan en el estudio de dos sólidos elásticos que ruedan uno sobre otro y entre los que actúan dos tipos de fuerzas en la región de contacto: las fuerzas normales y las fuerzas tangenciales.

El estudio en el área de contacto consiste en el análisis del comportamiento de dos cuerpos elásticos que se encuentran sometidos a un movimiento de rodadura más un pseudo-deslizamiento. Por lo tanto, aparecen dos zonas entre la rueda y el carril: zona de adherencia y zona de deslizamiento.

A lo largo de los años han aparecido distintas teorías que tratan de definir las características de la zona de contacto entre rueda y carril, así como la extensión de las diferentes zonas de contacto. El primero fue Carter 1926, consideraba la superficie de contacto como una franja rectangular, lo cual es adecuado solo para ciertos niveles de desgaste, pero además solo tenía en cuenta los deslizamientos longitudinales. En 1958 Johnson modificó la teoría tomando la zona de contacto como circunferencial y añadió el pseudo-deslizamiento longitudinal y lateral. Posteriormente, con ayuda de Vermeulen, consideraron la superficie con forma elipsoidal y que estaba dividida en una zona de adhesión y otra de deslizamiento. Finalmente, Kalker en 1967 desarrolló una teoría donde las fuerzas de contacto tangenciales y los pseudo-deslizamientos estaban linealmente relacionados. Todas las teorías toman como base la teoría de Hertz lo que permite simplificar los cálculos y tomar las fuerzas de contacto normales y tangenciales como problemas por separado.

2.3.1. Contacto normal: Teoría de Hertz

Para el estudio del contacto normal entre dos sólidos, Hertz utilizó las siguientes hipótesis [10]:

- Contacto entre dos materiales con características elásticas iguales.

- Radio de curvatura mucho mayor que la zona de contacto.
- Curvatura constante en la zona de contacto.

Gracias a estas hipótesis, Hertz demostró que el contacto entre los dos sólidos generaba una superficie plana con forma elíptica, figura 2.24, y la distribución de presiones, un semi-elipsoide.

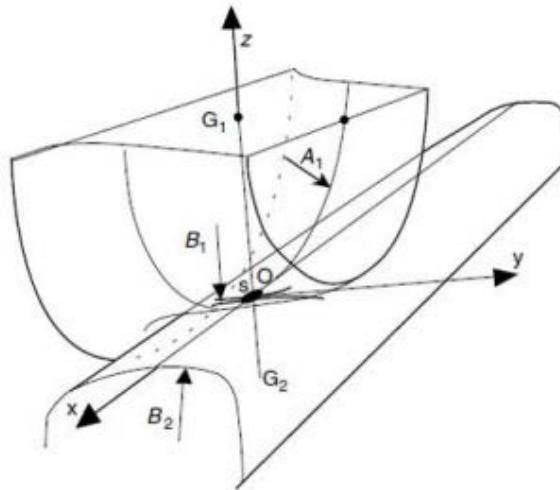


Figura 2.24. Superficie de contacto rueda-carril

Por lo tanto, para definir el contacto necesitamos hallar los semiejes de la elipse que vienen definidos por las expresiones 2.1 y 2.2:

$$a = m \cdot \sqrt{\frac{3\pi N}{4} \cdot \frac{K_1 + K_2}{K_3}} \quad (2.1)$$

$$b = n \cdot \sqrt{\frac{3\pi N}{4} \cdot \frac{K_1 + K_2}{K_3}} \quad (2.2)$$

Con los valores de K_1 , K_2 , K_3 definidos según la ecuación, 2.3, 2.4, 2.5:

$$K_1 = \frac{1 - \nu_1^2}{\pi \cdot E_1} \quad (2.3); \quad K_2 = \frac{1 - \nu_2^2}{\pi \cdot E_2} \quad (2.4); \quad K_3 = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R'_1} + \frac{1}{R_2} + \frac{1}{R'_2} \right) \quad (2.5);$$

donde:

N = Fuerza normal que actúa en la zona de contacto

R_1 = radio de rodadura de la rueda

R'_1 = radio de rodadura transversal de la rueda

R_2 = radio de rodadura del carril

R_2' = radio de rodadura transversal del carril

ν_1, ν_2 = Coeficiente de Poisson de la rueda y carril

E_1, E_2 = Módulo de Young de la rueda y del carril

Además, se tienen que especificar los valores que toman los coeficientes m y n , los cuales se muestran en la tabla 2.1 que dependen del ángulo θ , 2.6, y que a su vez depende de K_4 , (2.7), y K_3 , donde:

$$\theta = \cos^{-1} \left(\frac{K_4}{K_3} \right) \quad (2.6)$$

$$K_4 = \frac{1}{2} \left\{ \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} \right) \left(\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'} \right) \cos 2\theta \right\} \quad (2.7)$$

θ (°)	m	n	θ (°)	m	n	θ (°)	m	n
0.5	61.4	0.1018	10	6.604	0.3112	60	1.486	0.717
1	36.89	0.1314	20	3.813	1.4123	65	1.378	0.759
1.5	27.48	0.1522	30	3.731	0.493	70	1.284	0.802
2	23.26	0.1691	35	3.397	0.530	75	1.202	0.846
3	16.5	0.1964	40	3.3136	0.567	80	1.128	0.893
4	13.31	0.2188	45	1.926	0.604	85	1.061	0.944
6	9.79	0.2552	50	1.754	0.641	90	1.000	1.000
8	7.86	0.285	55	1.611	0.678			

Tabla 2.1. Valores de m y n

Asimismo, para averiguar la fuerza normal que actúa en la zona de contacto (N), Hertz primero utilizó la expresión 2.8, para averiguar la distribución de presiones en un área elíptica:

$$p(x, y) = p_0 \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a} \right)^2 - \left(\frac{y}{b} \right)^2} \quad (2.8)$$

Por lo tanto, a partir de la distribución de presiones y los semiejes de la elipse, es decir, su área, se podía calcular la fuerza normal (N), 2.9, aplicando:

$$N = \frac{2\pi ab p_0}{3} \quad (2.9)$$

2.3.2. Pseudodeslizamiento

El contacto rueda-carril es un contacto entre dos sólidos con movimiento relativo y sobre los que se está aplicando una carga por ello encontramos dos movimientos [6]:

- *Rodadura pura sin deslizamiento*: tiene lugar cuando el punto de contacto de la rueda con el carril tiene velocidad nula.
- *Deslizamiento puro*: consiste en un movimiento de fricción sin rodadura entre la rueda y el raíl. Este fenómeno solo se produce cuando la fuerza tangencial llega al límite de fricción.

Mediante diferentes estudios, se descubrió que existe un estado intermedio donde la zona de contacto se divide en una zona de adhesión y otra de deslizamiento donde encontramos los dos estados al mismo tiempo. Por lo tanto, cuando no se alcanza el valor límite de fricción se puede cuantificar la cantidad de deslizamiento entre los cuerpos denominada pseudo-deslizamiento. Las expresiones para los valores de pseudo-deslizamiento longitudinal, ϵ_x , lateral, ϵ_y , y giro, ψ , son:

$$\epsilon_x = \frac{\text{Velocidad longitudinal real} - \text{velocidad longitudinal rodadura pura}}{\text{velocidad longitudinal debido a la rodadura}}$$

$$\epsilon_y = \frac{\text{Velocidad lateral real} - \text{velocidad lateral de rodadura pura}}{\text{velocidad lateral debido a la rodadura}}$$

$$\psi = \frac{\text{Velocidad angular cuerpo superior} - \text{velocidad angular cuerpo inferior}}{\text{velocidad nominal de rodadura}}$$

Para analizar el contacto rueda carril y poder entender mejor el fenómeno del pseudo-deslizamiento, se puede llegar a la conclusión de que podemos tomar dos problemas por separado, por un lado, considerar las fuerzas tangenciales y, por otro lado, estudiar las fuerzas normales.

2.3.3. Problema tangencial

Teoría de Johnson y Vermeulen

En 1958, Johnson extendió la teoría de Carter al caso de dos esferas rodando una sobre otra, obteniendo una superficie de contacto circunferencial. Tuvo en cuenta los deslizamientos longitudinal y lateral, pero no el de giro.

En 1964, con la ayuda de Vermeulen, ampliaron la teoría para el caso de una zona de contacto con forma elíptica. Esta nueva teoría establecía que la zona de contacto, transmitiendo una fuerza tangencial, se encuentra dividida en dos regiones distintas: la región de deslizamiento y la región de adherencia. Esta

última también tiene forma elíptica y se encuentra tocando a la región delantera del área de deslizamiento como se observa en la tabla 2.2.

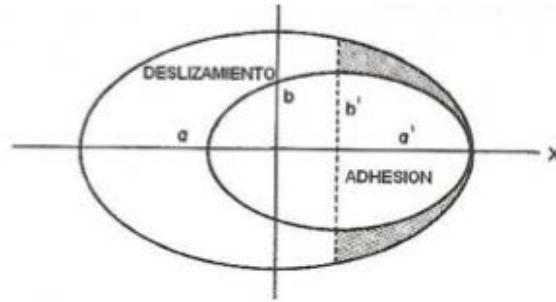


Tabla 2.2. Área de adhesión y deslizamiento

A partir de esta teoría fueron capaces de obtener la fuerza tangencial resultante F (F_x , F_y), a partir de las siguientes expresiones, 2.10:

$$\frac{F}{\mu \cdot N} = \begin{cases} \frac{1}{\tau} \cdot \left[\left(1 - \frac{1}{3} \tau \right)^3 - 1 \right] (\xi \cdot \vec{i} + \eta \cdot \vec{j}), & |\tau| \leq 3 \\ -\frac{1}{\tau} \cdot (\xi \cdot \vec{i} + \eta \cdot \vec{j}), & |\tau| \geq 3 \end{cases} \quad (2.10)$$

donde:

$$\xi = \text{pseudo - deslizamiento longitudinal normalizado} = \frac{\pi abG}{\mu N \phi} \cdot \xi_x \quad (2.11)$$

$$\eta = \text{pseudo - deslizamiento lateral normalizado} = \frac{\pi abG}{\mu N \psi} \cdot \xi_y \quad (2.12)$$

$$\tau = \sqrt{\xi^2 + \eta^2}$$

Teoría de Kalker

En 1967, Kalker fue un paso más allá en busca de resolver el problema tangencial. Para ello, desarrolló una teoría en la que consideraba que la relación entre las fuerzas de contacto tangenciales y los deslizamientos era lineal. Esta teoría se basa en que las partículas entran en contacto según una línea paralela a la dirección de rodadura. Por ello, establece que las relaciones entre las fuerzas de contacto son [5]:

a) Para la fuerza de deslizamiento longitudinal, 2.13:

$$F_x = -f_{33} \cdot \xi_x \quad (2.13)$$

b) Para la fuerza de desplazamiento lateral, 2.14:

$$F_y = -f_{11} \cdot \xi_y - f_{12} \cdot \xi_{sp} \quad (2.14)$$

c) El momento de deslizamiento de giro, 2.15:

$$M_z = -f_{21} \cdot \xi_y - f_{22} \cdot \xi_{sp} \quad (2.15)$$

donde f_{11} , f_{12} , f_{22} y f_{33} son los coeficientes de deslizamiento definidos por Kalker como, 2.16, 2.17, 2.18, 2.19:

$$f_{11} = (ab)GC_{22} \quad (2.16)$$

$$f_{12} = (ab)^{\frac{3}{2}}GC_{23} \quad (2.17)$$

$$f_{22} = (ab)^2GC_{33} \quad (2.18)$$

$$f_{33} = (ab)GC_{11} \quad (2.19)$$

siendo:

ξ_x , ξ_y y ξ_{sp} son el deslizamiento longitudinal, lateral y de giro

a = semieje de la elipse de contacto en dirección de la rodadura

b = semieje de la elipse de contacto en dirección lateral

G = módulo de rigidez a cortadura

C_{ij} = coeficientes de deslizamiento y giro

Para el caso de que las constantes elásticas de los materiales no fueran iguales, Kalker desarrolló la siguiente expresión, 2.20:

$$G = \frac{2 \cdot G_W \cdot G_R}{G_W + G_R} \quad (2.20)$$

Una vez obtenido el módulo de rigidez, podemos obtener los coeficientes de deslizamiento y de giro C_{ij} que están tabulados y dependen del módulo de rigidez (G) y del coeficiente de Poisson (ν) combinado de los materiales de rueda y carril que se obtiene según la ecuación 2.21:

$$\nu = \frac{G \cdot (G_W \cdot \nu_R + G_R \cdot \nu_W)}{2 \cdot G_W \cdot G_R} \quad (2.21)$$

donde:

G_W = módulo de rigidez de cortadura del material de la rueda

G_R = módulo de rigidez de cortadura del material del carril

ν = Coeficiente de Poisson combinado de los materiales de rueda y carril

Los coeficientes de deslizamiento y giro C_{ij} se pueden obtener a partir de la siguiente tabla 2.3:

	g	C_{11}			C_{22}			C_{23}		
		$\sigma=0$	$\sigma=\frac{1}{2}$	$\sigma=\frac{1}{2}$	$\sigma=0$	$\sigma=\frac{1}{2}$	$\sigma=\frac{1}{2}$	$\sigma=0$	$\sigma=\frac{1}{2}$	$\sigma=\frac{1}{2}$
$b > a$	0.1	2.51	3.31	4.85	2.51	2.52	2.53	0.334	0.473	0.731
	0.2	2.59	3.37	4.81	2.59	2.63	2.66	0.483	0.603	0.809
	0.3	2.68	3.44	4.80	2.68	2.75	2.81	0.607	0.715	0.889
	0.4	2.78	3.53	4.82	2.78	2.88	2.98	0.720	0.823	0.977
	0.5	2.88	3.62	4.83	2.88	3.01	3.14	0.827	0.929	1.07
	0.6	2.98	3.72	4.91	2.98	3.14	3.31	0.930	1.03	1.18
	0.7	3.09	3.81	4.97	3.09	3.28	3.48	1.03	1.14	1.29
	0.8	3.19	3.91	5.05	3.19	3.41	3.65	1.13	1.25	1.40
	0.9	3.29	4.01	5.12	3.29	3.54	3.82	1.23	1.36	1.51
	1.0	3.40	4.12	5.20	3.40	3.67	3.98	1.33	1.47	1.63
$a > b$	0.9	3.51	4.22	5.30	3.51	3.81	4.16	1.44	1.59	1.77
	0.8	3.65	4.36	5.42	3.65	3.99	4.39	1.58	1.75	1.94
	0.7	3.82	4.54	5.58	3.82	4.21	4.67	1.76	1.95	2.18
	0.6	4.06	4.78	5.80	4.06	4.50	5.04	2.01	2.23	2.50
	0.5	4.37	5.10	6.11	4.37	4.90	5.56	2.35	2.62	2.96
	0.4	4.84	5.57	6.57	4.84	5.48	6.31	2.88	3.24	3.70
	0.3	5.57	6.34	7.34	5.57	6.40	7.51	3.79	4.32	5.01
	0.2	6.96	7.78	8.82	6.96	8.14	9.79	5.72	6.63	7.89
	0.1	10.7	11.7	12.9	10.7	12.8	16.0	12.2	14.6	18.0

Tabla 2.3. Valores de coeficientes de deslizamiento y giro

Sin embargo, esta teoría solo era válida en el caso de que los desplazamientos longitudinales, laterales y de giro sean tan pequeños que se pueda considerar la zona de adhesión como toda la zona de contacto.

Debido a este problema, Kalker desarrolló otra teoría, llamada *teoría exacta*. Esta teoría tenía el gran problema de que se requería un coste computacional muy alto, por lo que decidió simplificarla.

La teoría simplificada proporcionaba muy buenos resultados aproximados, ya que solo cometía errores del 10-15%. Para llevar a cabo esta simplificación, la rueda y el carril eran modelados cada uno como un conjunto de tres muelles, así, cada punto de la superficie de la rueda y el carril se podía desplazar elásticamente en cualquier dirección, independientemente de sus vecinos.

CAPÍTULO 3

DESCRIPCIÓN DE LA HERRAMIENTA

3. DESCRIPCIÓN DE LA HERRAMIENTA

3.1. PTC CREO

Para la realización de este proyecto una de las dos herramientas empleadas ha sido el software PTC Creo.

Este es uno de los primeros software CAD de modelado que se crearon en busca de mejorar las técnicas de diseño industrial, diseño 3D, simulación y posterior fabricación de los modelos generados.

PTC Creo es un conjunto de distintas aplicaciones (Creo Parametric, Creo Simulate, Creo Layout, Creo Direct, etc) con compatibilidad entre ellas, lo que permite desarrollar un concepto y convertirlo en un modelo digital.

3.1.1. PTC Creo Parametric

Para el desarrollo de este proyecto se ha utilizado la aplicación Creo Parametric. Esta aplicación permite realizar modelado 3D desde cero o modificar archivos ya creados con anterioridad en otros softwares.

La utilidad obtenida de esta aplicación ha sido, a partir de modelos ya creados realizar algunas modificaciones y exportar estos archivos en un formato compatible con la herramienta de simulación que se explica posteriormente, ANSYS. Los modelos realizados en Creo Parametric poseen el formato ".asm" el cual no es compatible con ANSYS, entonces fue necesario exportar estos modelos con el formato ".igs" como se muestra en las figuras 3.1 y 3.2.

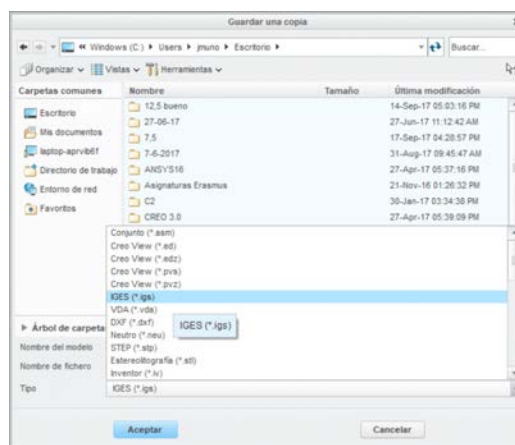


Figura 3.1. Menú guardar archivos



Figura 3.2. Menú formato de exportar

3.2. ANSYS

En este capítulo se explicará brevemente la segunda herramienta de simulación, ANSYS, que ha sido utilizada para el desarrollo de la mayoría del proyecto.

ANSYS Inc. fundada en 1970 en EEUU, esta empresa se creó a partir de unos códigos creados para predecir el comportamiento de las condiciones de presión y temperatura a los que se encontraba sometido un reactor. A lo largo de estos años la compañía ha continuado expandiéndose a distintos ámbitos hasta el día de hoy donde se da soporte a un gran conjunto de sectores.

Esta empresa desarrolló el programa de ordenador Ansys, el cual es un conjunto de programas CAE para diseño, análisis y simulación de objetos sometidos a fenómenos físicos utilizados en la ingeniería. Para ello, el programa se basa en el método de los elementos finitos siendo capaz de llevar a cabo análisis estáticos, dinámicos, de transferencia de calor, de flujo de fluidos y electromagnéticos. [27]

Las ventajas que ofrece este programa es que posee la capacidad de resolver todo un problema específico desde una única plataforma, es decir, permite desde el desarrollo de la pieza hasta la simulación y la obtención de los resultados. Además, permite el trabajo conjunto con otros programas de diseño

para la importación de piezas ya fabricadas. Por otro lado, es capaz de resolver todos los problemas de cualquier pieza en un entorno real debido a su diseño modular con distintas herramientas de análisis para cada fenómeno. [26]

De entre los posibles programas a escoger dentro de la plataforma Ansys hemos optado por Ansys Workbench 16.0 para llevar a cabo nuestras simulaciones. Dentro de este programa he escogido la herramienta de análisis Static Structural que permite llevar a cabo simulaciones y obtener buenos resultados para análisis estático de estructuras.

Una de las ventajas que ofrece ANSYS Workbench 16.0 es la posibilidad de escoger diferentes tipos de contacto entre los distintos elementos que contenga el modelo. En la tabla 3.1 se muestran los distintos tipos de contacto que ofrece el programa. [12]

TIPOS DE CONTACTO	Nº INTERACCIONES	SEPARACIÓN	DESPLAZAMIENTO
BONDED: No existe penetración, separación, ni deslizamiento sin fricción entre caras y ejes	1	Sin espacio	Sin deslizamiento entre caras
NO SEPARATION: Puede existir deslizamiento sin fricción en caras de contacto	1	Sin espacio	Deslizamiento permitido entre superficies
FRICTIONLESS: No existe penetración, puede existir deslizamiento y separación de caras sin resistencia	Múltiple	Espacio entre superficies permitido	Deslizamiento permitido entre superficies
ROUGH: Coeficiente de fricción igual a infinito	Múltiple	Espacio entre superficies permitido	Sin deslizamiento entre caras
FRICTIONAL: Existe coeficiente de fricción (hay que definirlo). Libre de separarse sin resistencia	Múltiple	Espacio entre superficies permitido	Deslizamiento permitido entre superficies
FORCED FRICTIONAL SLIDING	Múltiple	Espacio entre superficies permitido	Deslizamiento permitido entre superficies

Tabla 3.1. Tipos de contacto en Ansys

Ansys Workbench 16.0

Una vez abierto el programa se ofrecen distintas herramientas de análisis a elegir en función de los fenómenos que vaya a soportar nuestra pieza como se observa en la figura 3.3. En nuestro caso, elijo la herramienta Static Structural. Así, se nos despliega una pestaña donde se nos van indicando los pasos a realizar.

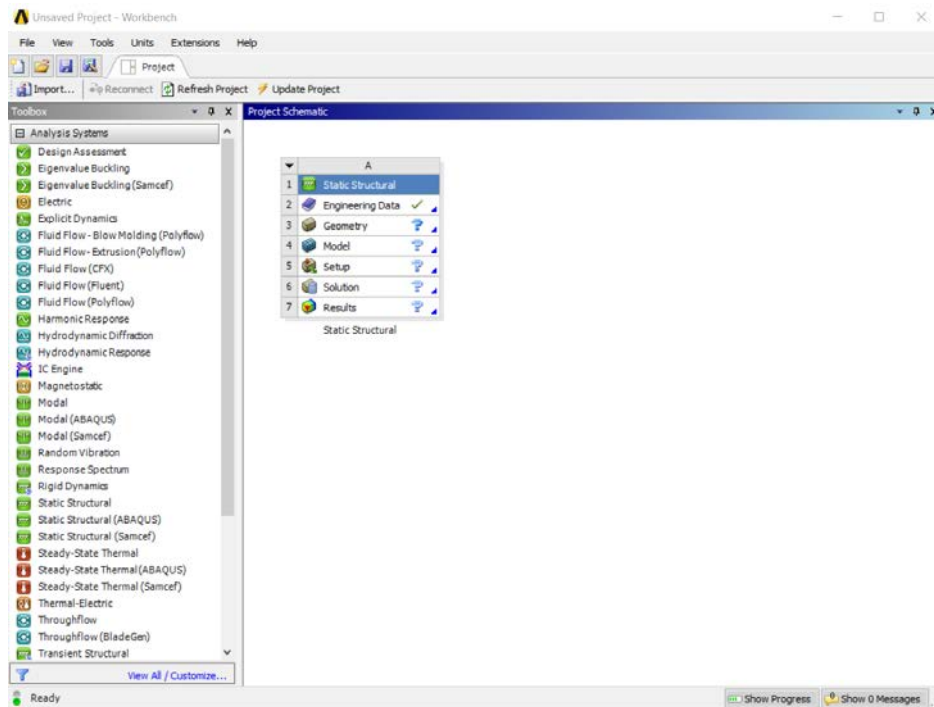


Figura 3.3. Menú de inicio Ansys Workbench 16.0

Una vez abrimos la pestaña *Engineering Data* el programa, por un lado, ofrece la posibilidad de crear un material según nuestros deseos definiendo sus propiedades como pueden ser: densidad, temperatura, límite elástico, etc (figura 3.4). Por otro lado, se puede escoger entre distintos materiales que se encuentren ya en la base de datos.

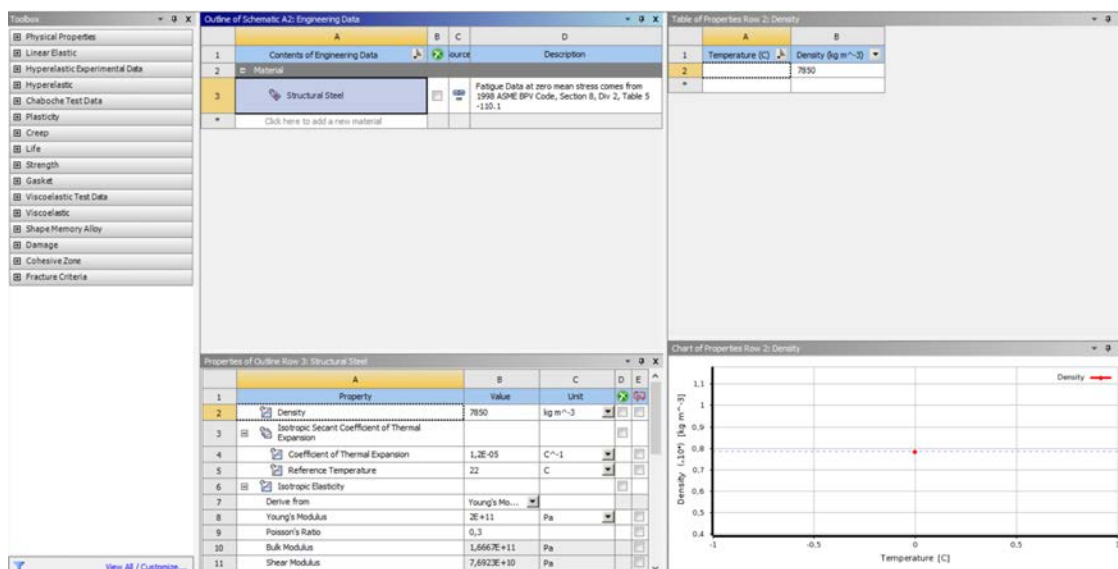


Figura 3.4. Elección de las propiedades del material

Tras definir los parámetros de cada material el siguiente paso sería realizar la pieza utilizando el módulo *Design Modeler* desde la pestaña *Geometry*. Para

crear una pieza el programa necesita que primero se realice un croquis de esta, para ello, posee múltiples funcionalidades de dibujo sobre un plano con el objetivo de poder crear cualquier pieza con la máxima precisión.

En la figura 3.5 se observa el croquis dibujado y existen distintas operaciones a ejecutar como: extrusión, revolución, barrido, etc. También se encuentran opciones posteriores de tratamiento de la pieza como pueden ser: chaflanes, acuerdos, divisiones a partir de un plano, etc. En este caso se realiza una operación de revolución obteniendo la figura 3.6.

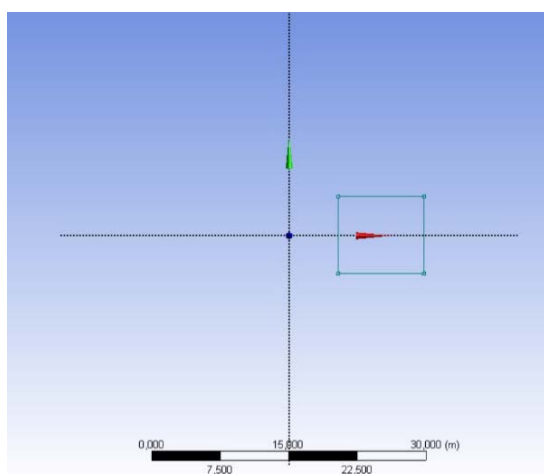


Figura 3.5. Croquis

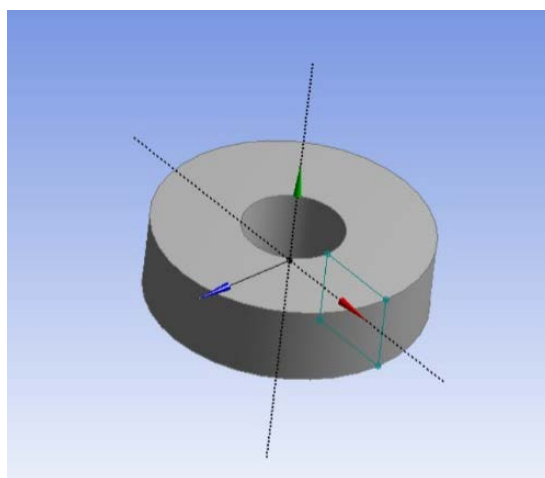


Figura 3.6. Pieza de revolución

Realizada la operación de diseño hay que abrir un nuevo módulo llamado *Mechanical* a partir de la pestaña Model. El módulo *Mechanical* permite el mallado, establecer restricciones y fuerzas que soporta la pieza y mostrar las soluciones obtenidas tras la simulación. Este módulo va a ser el último interfaz del programa antes de obtener los resultados y en él aparece un esquema de los tres últimos pasos a realizar: Model, Static Structural y Solution.

Desplegando la pestaña Model(A4), seleccionando Geometry y eligiendo el sólido diseñado, se tiene la posibilidad de seleccionar el material deseado de entre los previamente elegidos en la pestaña *Engineering Data* (figura 3.7).

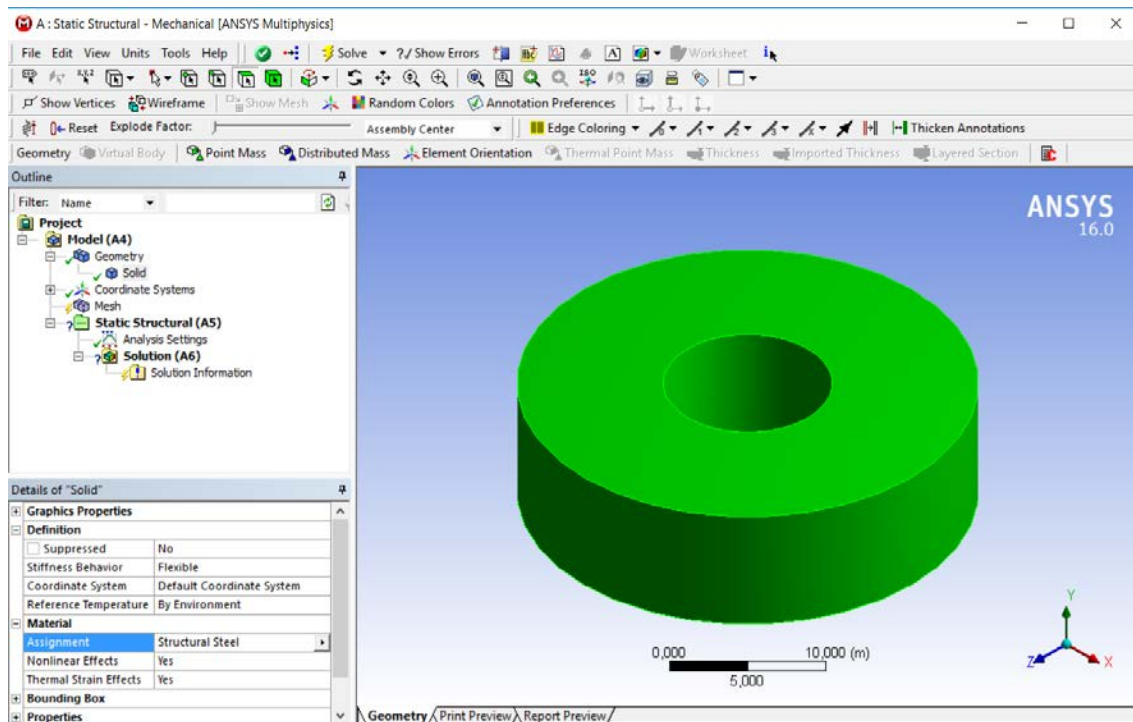


Figura 3.7. Elección de material

Una vez que está definido el material de la pieza, es necesario realizar el mallado de la misma a través de la pestaña Mesh. Esta operación es fundamental, ya que definir un buen mallado puede marcar la diferencia entre que los resultados de una simulación sean coherentes o no.

Para evitar este problema, en la figura 3.8 se observa, en la esquina inferior, un menú donde definir múltiples parámetros que definan la malla a nuestro gusto. Estas posibilidades van desde definir el tamaño de los elementos, escoger una región donde se desea que el refinamiento sea mayor, lo que permita predecir mejor el comportamiento del elemento en esa región, requerir mejor mallado en aristas, etc.

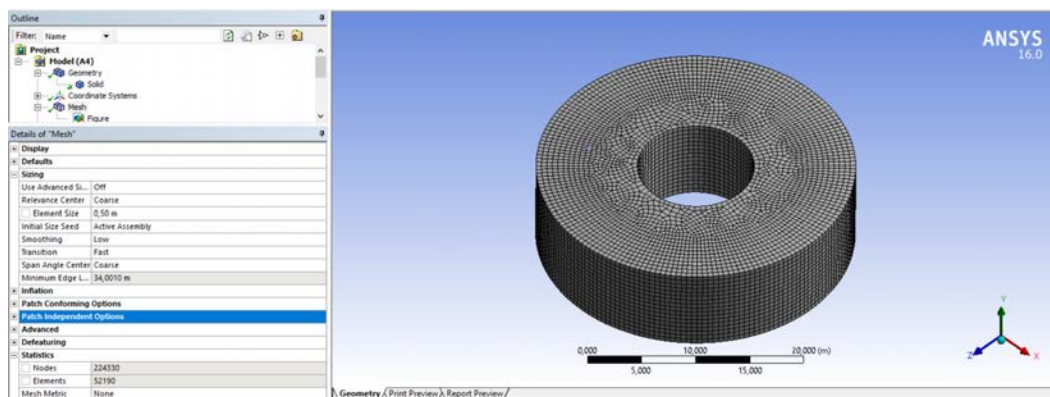


Figura 3.8. Opciones de mallado

Tras el realizado de la malla, se utiliza la pestaña Static Structural(A5) la cual permite establecer aceleraciones, cargas, empotramientos, condiciones de contorno, etc., como se observa en la figura 3.9.

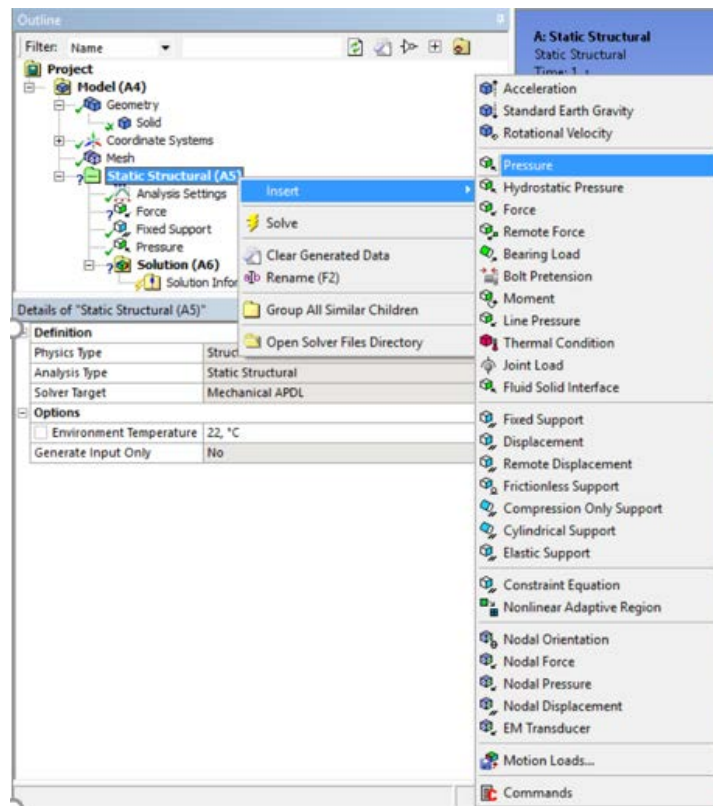


Figura 3.9. Menú Static Structural

El último paso a realizar es la simulación y análisis del conjunto a partir de todos los parámetros introducidos anteriormente, donde se obtiene una representación en 3D del modelo con sus respectivas deformaciones (figura 3.10). Además, existen multitud de valores a visualizar y para los cuales, simplemente es necesario, insertarlos desde la pestaña *Solution*.

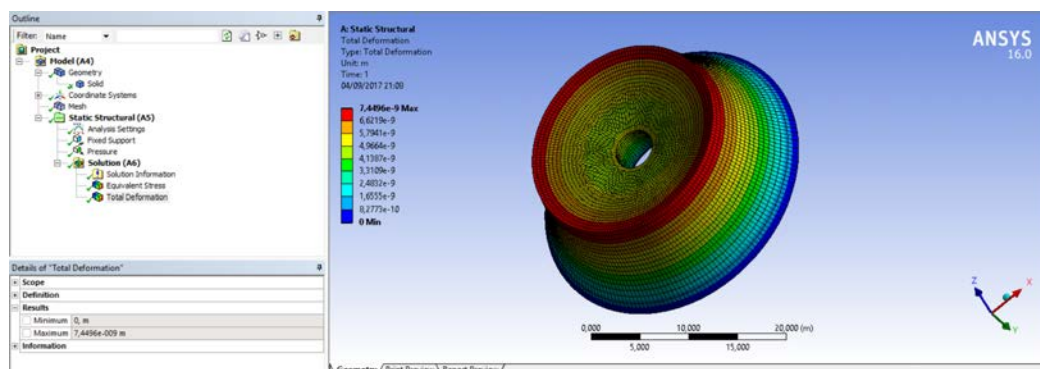


Figura 3.10. Simulación de deformaciones

CAPÍTULO 4

METODOLOGÍA

4. METODOLOGÍA

4.1. Introducción

En este capítulo se va a desarrollar el método llevado a cabo para la realización de este proyecto. El objetivo principal es analizar el contacto rueda-carril y comparar los resultados obtenidos con la teoría de Hertz. Además, se analizará el contacto rueda-rodillos que es el que se produce en los bancos de ensayo.

Por lo tanto, en busca de nuestros objetivos se han realizado tres ensayos diferentes:

- A partir del modelo rueda-carril, variación de cargas sobre el eje desde 2,5 T hasta 25 T con una frecuencia de 2,5 T.
- A partir del modelo rueda-rodillos, variación de la distancia entre dos rodillos desde 500mm hasta 900mm con una frecuencia de 50mm y una carga de 10 T por eje.
- A partir del modelo rueda-rodillos, variación de la distancia entre dos rodillos desde 500 mm hasta 900 mm con una frecuencia de 50mm y una carga de 20 T por eje.

4.2. Desarrollo de la metodología

4.2.1. Importación de los modelos a ANSYS

En primer lugar, es necesario obtener los modelos de rueda-carril y rueda-rodillos desde los que partir para realizar un análisis completo en ANSYS. Estos modelos han sido proporcionados por María Llompert y el departamento de Ingeniería mecánica de la UC3M.

Los modelos proporcionados fueron diseñados con el software Creo Parametric por lo tanto debido a la incompatibilidad de los archivos con ANSYS fue necesario exportar ambos desde Creo con un formato compatible con ANSYS (".igs").

Además, en el caso de conjunto rueda-rodillos la distancia entre los rodillos se encontraba parametrizada en el programa Creo, por ello, fue necesario la

modificación de la distancia entre ambos rodillos en este mismo programa, creando un modelo para cada distancia e importar cada uno como archivo independiente a ANSYS.

Hay que destacar que ambos conjuntos fueron creados según la legislación vigente utilizándose los distintos perfiles explicados en el apartado de Marco regulador.

4.2.2. Creación del material

Tras obtener los conjuntos en un formato compatible con ANSYS nos trasladamos al programa ANSYS Workbench, donde se llevara a cabo el desarrollo del experimento. En primer lugar es necesario crear los materiales que se van utilizar durante el proyecto en el módulo Engineering Data.

En este caso, para todos los elementos: ruedas, carriles y rodillos se utiliza el mismo material. El material utilizado es el acero estructural, en el programa Structural Steel en inglés, cual se encuentra en la propia base de datos del programa y que posee las propiedades que se muestran en la figura 4.1.

	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		Source	Description
2	Material			
3	Structural Steel		Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1	
*	Click here to add a new material			

Properties of Outline Row 3: Structural Steel						
	A	B	C	D	E	
1	Property	Value	Unit			
2	Density	7800	kg m^-3			
3						
6						
7	Derive from	Young's Mo...				
8	Young's Modulus	2,1E+05	MPa			
9	Poisson's Ratio	0,27				
10	Bulk Modulus	1,5217E+11	Pa			
11	Shear Modulus	8,2677E+10	Pa			
12						
16		Tabular				
20	Strain-Life Parameters					
28		2,5E+08	Pa			
29		2,5E+08	Pa			
30		4,6E+08	Pa			
31		0	Pa			

Figura 4.1. Propiedades acero estructural

4.2.3. Modificación de la geometría

Este paso consiste en importar la geometría a ANSYS con el archivo compatible, es decir en formato ".igs" previamente obtenido y modificar la geometría importada a través del módulo Design Modeler.

La geometría del conjunto es necesaria modificarla debido a que ANSYS obtiene resultados más fiables y precisos cuando realiza el análisis de un conjunto simétrico respecto de un plano. En nuestro caso como los modelos son simétricos se necesita crear este plano de simetría y tomar el conjunto como una sola mitad. Así, este paso es necesario realizarlo sobre cada conjunto: rueda-carril y rueda-rodillos.

Para ello, como se observa en la figura 4.2, se realiza un corte según el plano ZY utilizando la función *Slice* sobre el modelo rueda-carril.

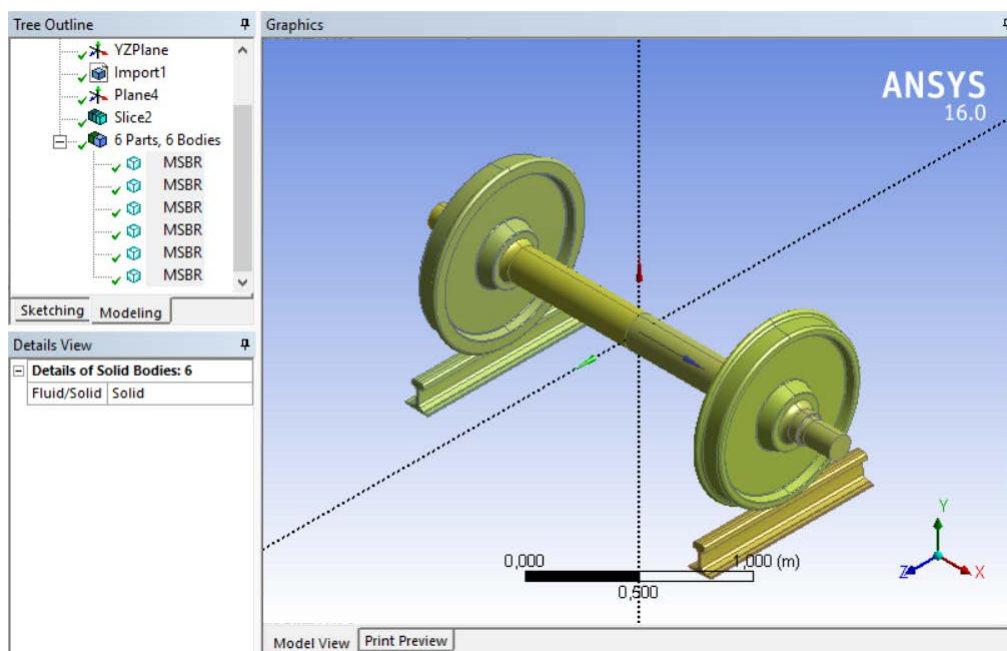


Figura 4.2. Corte sobre el modelo

Posteriormente, es necesario suprimir los cuerpos que no vayan a ser utilizados tras realizar el corte. En la siguiente figura 4.3, se muestra el modelo simplificado de rueda-rodillos como ejemplo de conjunto tras la supresión de los elementos innecesarios.

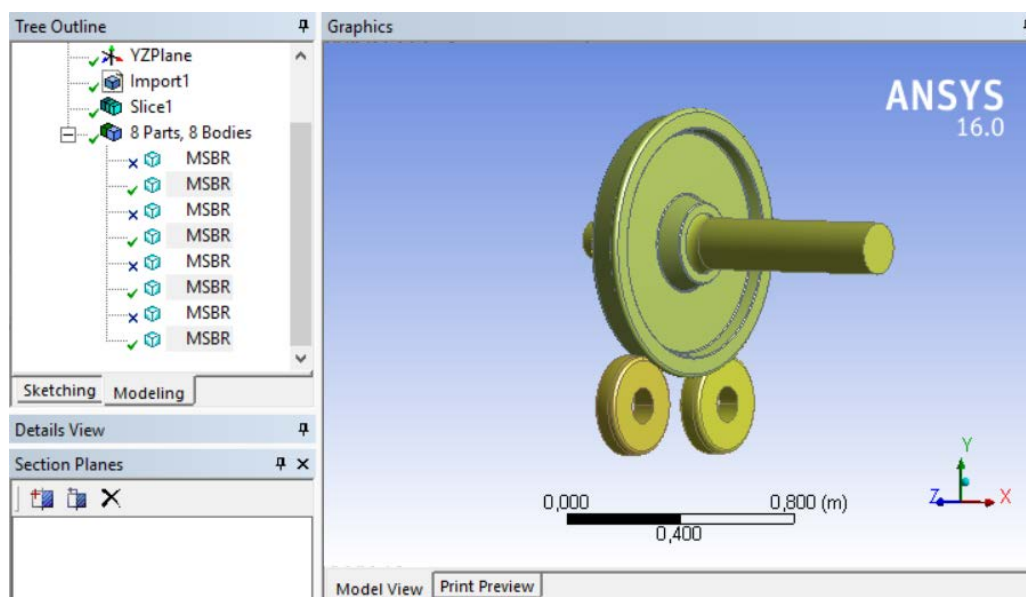


Figura 4.3. Modelo simplificado

4.2.4. Condiciones de contorno

Una vez modificados los dos conjuntos hay que establecer todos los parámetros y condiciones que permitan asemejar la simulación a la situación real de trabajo sobre los que se encuentran los modelos. Para esta parte del análisis se utiliza el módulo Mechanical.

En primer lugar, se debe establecer el material del que está compuesto cada elemento. Para ello, en ambos conjuntos se define a partir del material acero estructural previamente creado que todos los elementos están fabricados de este material.

En segundo lugar, se define sobre el programa que se va a utilizar un conjunto simétrico a través de la opción Symmetry y seleccionando como plano de simetría el creado anteriormente en la sección 4.2.3 (figuras 4.4 y 4.5).

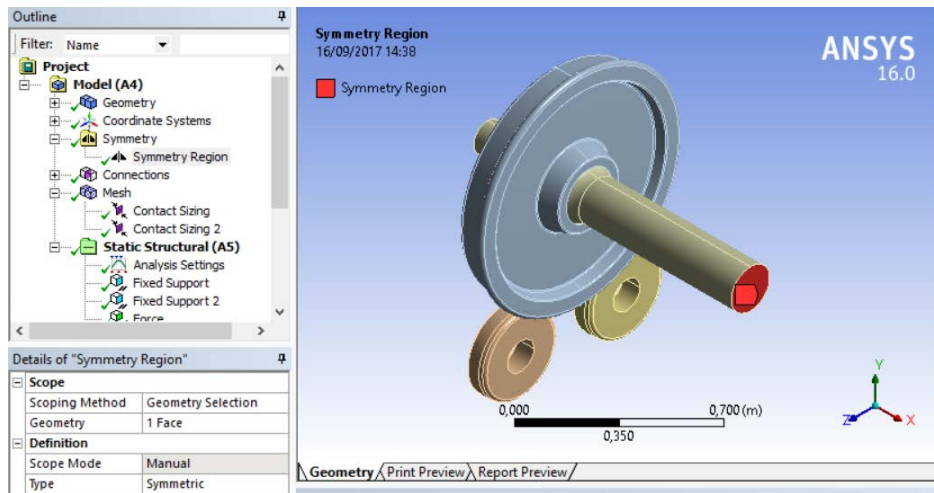


Figura 4.4. Plano de simetría modelo rueda-rodillos

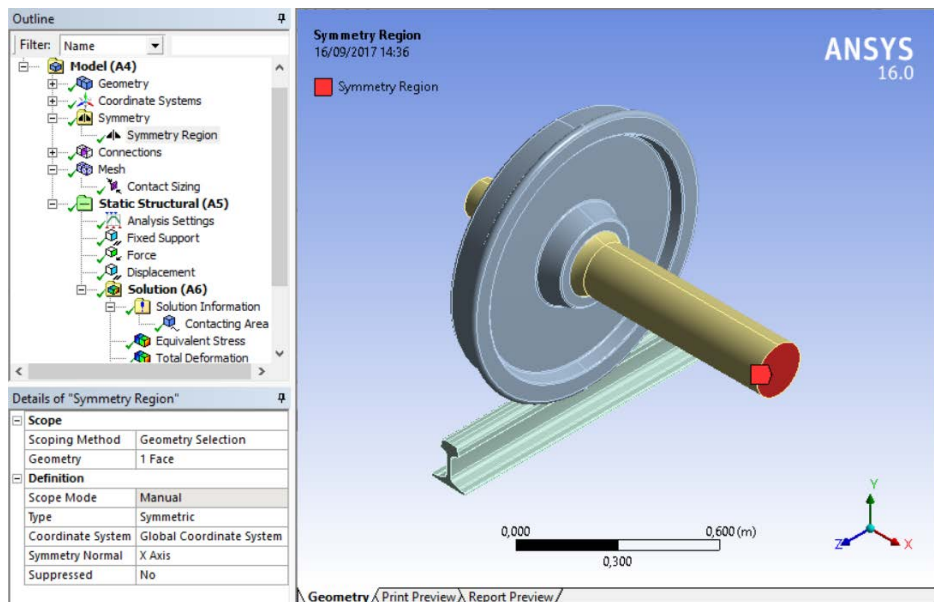


Figura 4.5. Plano de simetría modelo rueda-carril

4.2.5. Tipos de contacto

Como ya se ha mencionado en el apartado de descripción de la herramienta, el programa permite la elección de distintos tipos de contacto entre las superficies del conjunto. [25],[29].

En el caso de nuestros conjuntos se van a usar dos de estos tipos:

- **Bonded:** Este tipo de contacto define que no exista penetración, separación, ni deslizamiento sin fricción entre caras, por lo tanto, es el adecuado en las superficies de contacto (figura 4.6) entre las ruedas y los ejes ya que en no debe existir movimiento relativo entre un eje y sus ruedas.

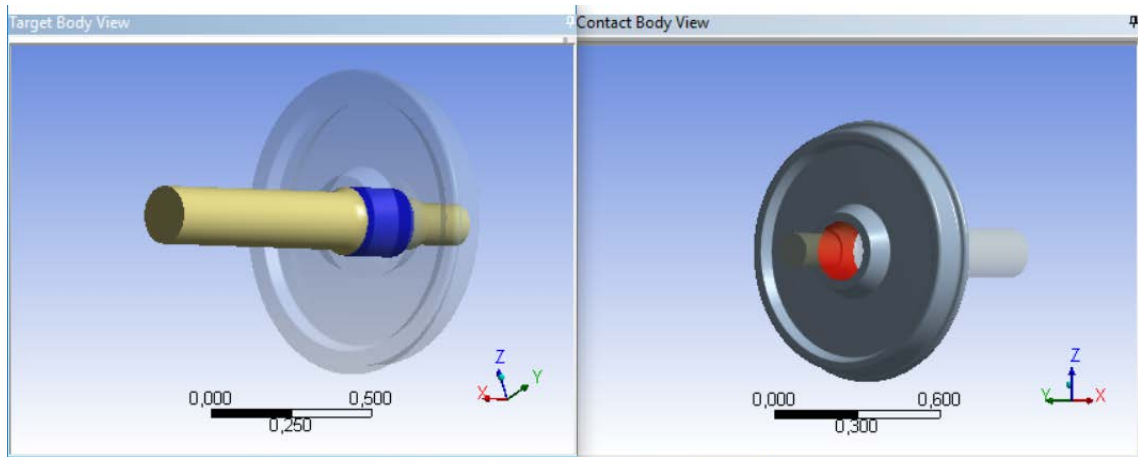


Figura 4.6. Contacto tipo Bonded

- **Rough:** Este tipo de contacto establece un coeficiente de rozamiento infinito entre los cuerpos en contacto, por lo tanto, es el utilizado entre las ruedas y carriles y entre ruedas y rodillos como se muestra en las figuras 4.7 y 4.8 respectivamente, ya que estamos llevando a cabo análisis estáticos y no hay deslizamiento entre sus superficies. Además, se van a modificar manualmente dos parámetros de este tipo de contacto ya que en el modo automático el programa no es capaz de asemejar el modelo lo suficiente a la realidad proporcionando unos valores erróneos. Estos parámetros son el Penetration Tolerance Factor y Normal Stiffness Factor, los cuales varían la cantidad de penetración que se permite entre dos elementos en contacto.[28]

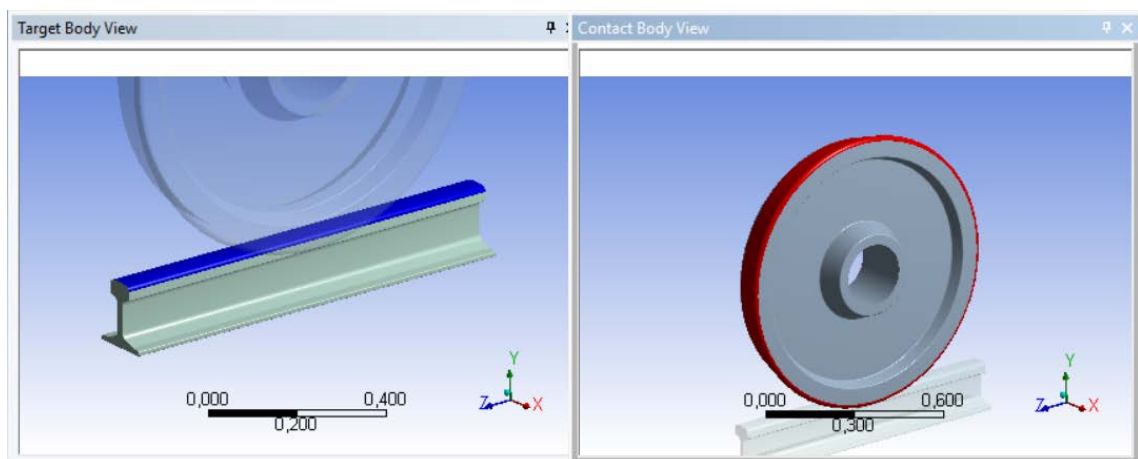


Figura 4.7. Contacto tipo Rough modelo rueda-carril

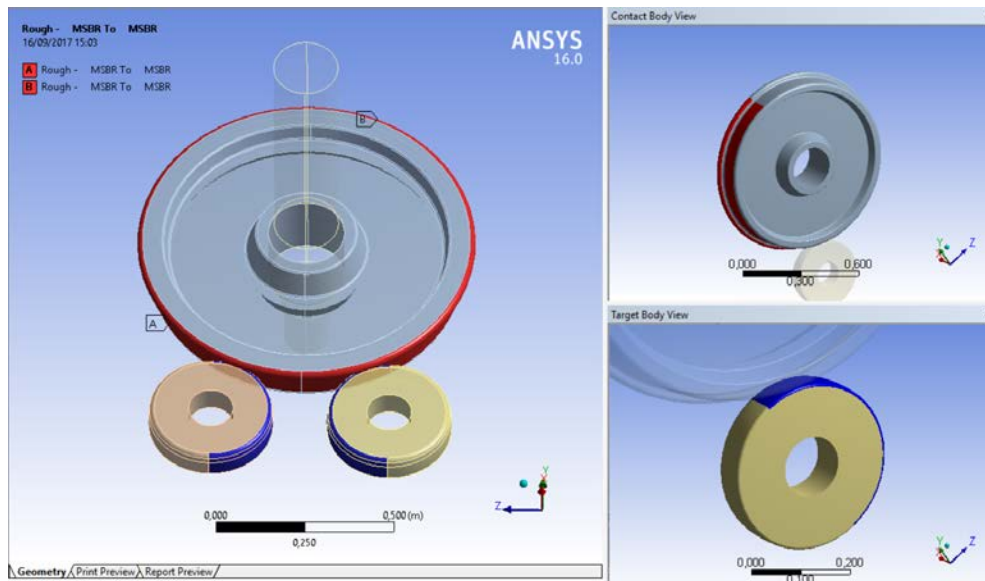


Figura 4.8. Contacto tipo Rough modelo rueda-rodillos

Además, ANSYS permite la elección entre distintos métodos de cálculo en el contacto. En el caso de nuestros análisis el método óptimo es utilizar *Pure Penalty* ya que simplifica los cálculos, y nos permite modificar manualmente los coeficientes de penetración.

4.2.6. Mallado

El diseño de la malla es una de las partes fundamentales del proceso de análisis, ya que puede producir errores muy grandes sobre los valores a estudiar en función de una adecuada elección o no de las características del mallado.

En este caso, el programa permite seleccionar una opción llamada *Contact Sizing*, la cual realiza una variación progresiva en el tamaño de los elementos de la malla desde la región de contacto hacia el resto del conjunto, encontrándose los de menor tamaño en la región de contacto y aumentando según se alejan. Esta función es idónea para este caso de estudio ya que se obtiene una gran precisión en la región donde se soportan las mayores cargas, sin aumentar la cantidad de elementos y nodos en el resto del conjunto lo que llevaría a una gran pérdida de tiempo durante las simulaciones.

Además, permite introducir un valor para el tamaño de los elementos de la malla en esta región de contacto. Para ambos casos, rueda-carril figura 4.9, y rueda-rodillos figura 4.10, se define un tamaño de 2 mm por elemento.

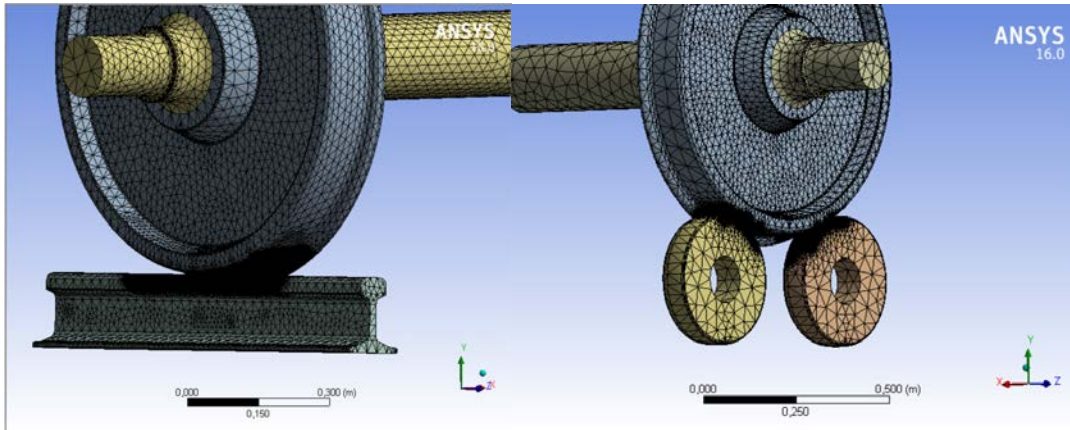


Figura 4.9. Mallado modelo rueda-carril

Figura 4.10. Mallado modelo rueda-rodillos

Por último, en el resto del conjunto donde no hay contacto simplemente se escoge una relevancia de la malla de 100 lo que aumenta la finura de los elementos.

4.2.7. Restricciones y cargas

Por último, antes de realizar la simulación es necesario establecer las cargas que van a soportar los conjuntos y las restricciones a las que están sometidas.

Para ello, en la pestaña *Static Structural*, primero se escoge introducir un empotramiento. En el caso de rueda-carril únicamente la superficie inferior del carril se encuentra empotrada. En cambio, en el caso rueda-rodillos se ha de establecer como superficies empotradas las caras cilíndricas interiores de los rodillos. En ambas figuras, figura 4.11 y figura 4.12, se pueden observar las superficies de empotramiento en color azul de cada modelo.

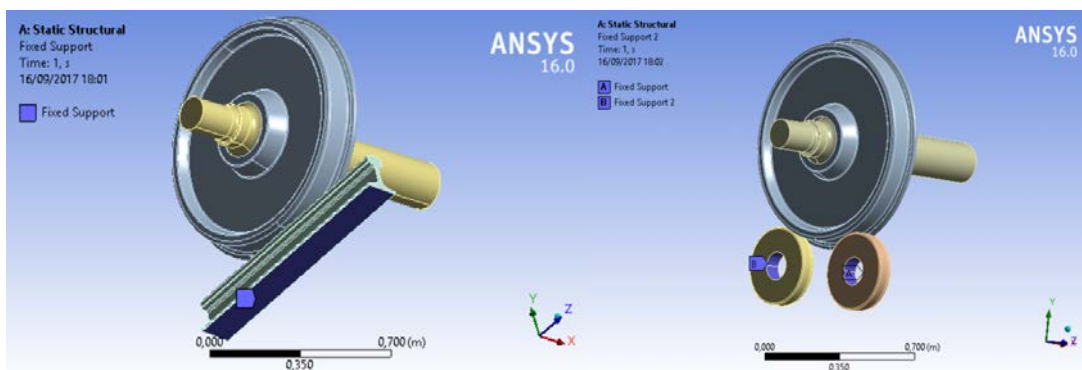


Figura 4.11. Empotramiento rueda-carril

Figura 4.12. Empotramiento rueda-rodillos

Posteriormente, se introducen las cargas a las que está sometido el eje. Hay que tener en cuenta que debido a que hemos introducido las condiciones de simetría explicadas con anterioridad, por ejemplo, si queremos someter al eje a

una carga de 10 T, solo se introduce una carga de 5 T en el extremo del eje siguiendo el eje Y de valor negativa.

Además, en ambos conjuntos se han de establecer las posibles direcciones de desplazamiento libre. Para ello, se selecciona la cara exterior del eje y se determinan los posibles desplazamientos. Teniendo en cuenta que se realiza un análisis estático se restringe el movimiento en las direcciones X y Z dejando libre la dirección Y. Como se observa en la Figura X, se muestra como ejemplo el modelo rueda-rodillos donde queda libre el movimiento en la dirección vertical.

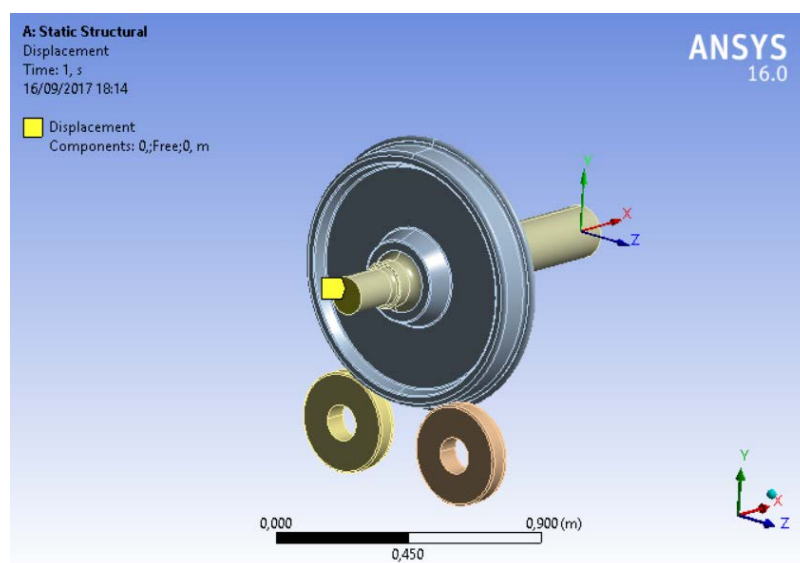


Figura 4.13. Restricción del desplazamiento

4.2.8. Resultados

En este último paso es donde se obtienen los resultados deseados a partir de la pestaña *Solution*.

Este programa permite obtener una representación en 3D de múltiples valores que se requieran, en este caso se tomarán los valores de tensión de Von Mises, presión y área de contacto para ambos análisis. En el siguiente capítulo se desarrollarán los resultados obtenidos

Todo el proceso seguido durante la metodología se puede resumir en el siguiente esquema figura 4.14.

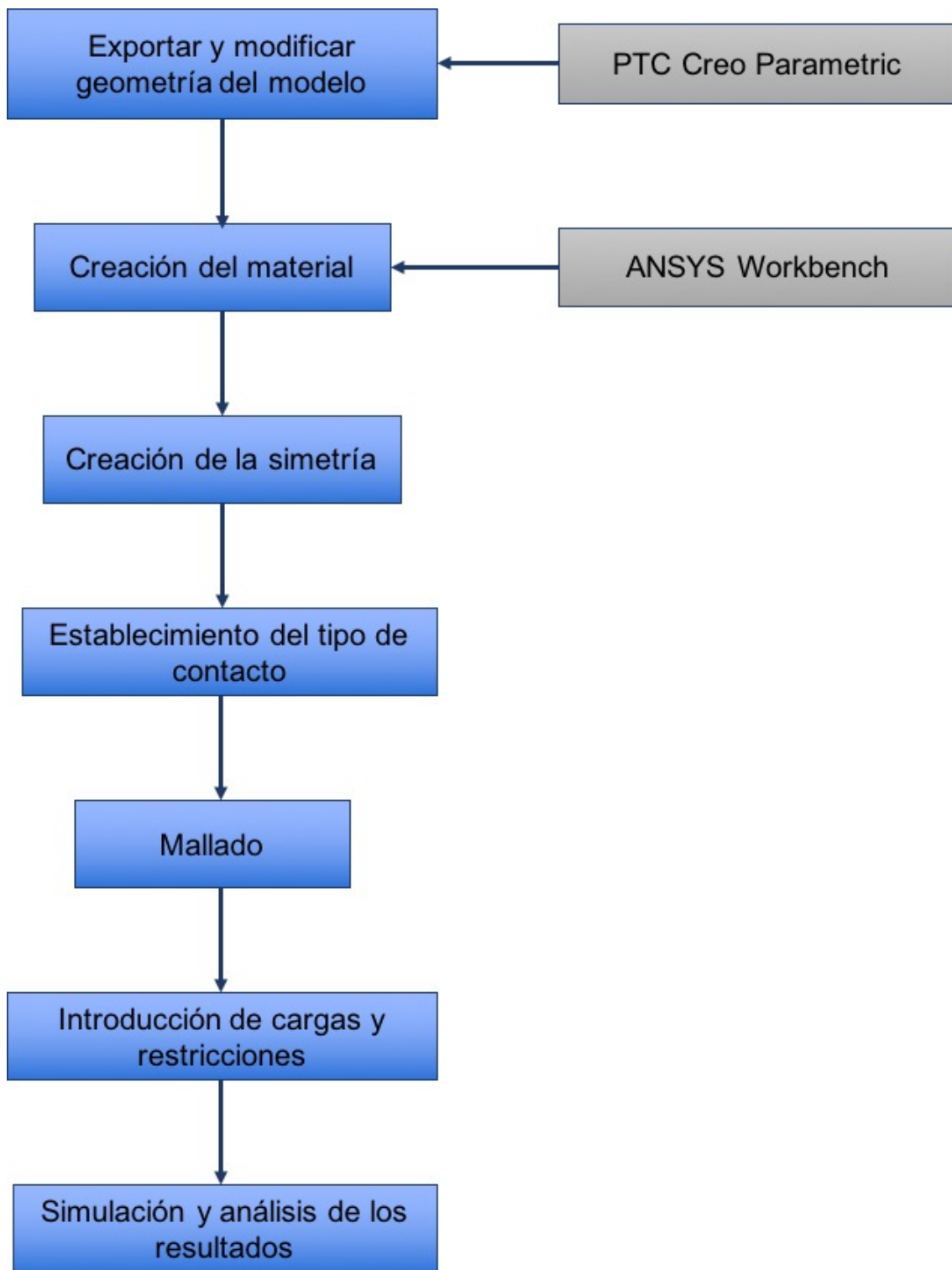


Figura 4.14. Esquema desarrollo de la metodología

CAPÍTULO 5

DESARROLLO DEL PROYECTO Y RESULTADOS

5. DESARROLLO DEL PROYECTO Y RESULTADOS

5.1. Introducción

En este capítulo se van a desarrollar los resultados obtenidos en los análisis realizados y explicados anteriormente en la metodología.

En primer lugar, se realizará el análisis de los resultados obtenidos al variar la carga vertical sobre el eje del conjunto rueda-carril. En el segundo análisis se realizará una variación de distancia entre los rodillos en el conjunto rueda-rodillos que soporta una carga de 10 T en el eje. Por último, se volverá a realizar la variación de distancia sobre los rodillo pero soportando el eje una carga de 20T

Los resultados obtenidos serán analizados y comparados con los proporcionados por el grupo de investigación MAQLAB de la Universidad Carlos III de Madrid. Estos resultados se basan en el modelo desarrollado por Shabana [7], el cual consiste en la implementación de la teoría de Hertz en MATLAB. Además, se compararan los resultados obtenidos en Ansys con los obtenidos para el mismo modelo por LLompert Asorey [8] y desarrollados en PTC Creo Simulate.

Los datos teóricos obtenidos según el modelo de Hertz para cada modelo simplemente ofrecen valores de presión y área de contacto. Estos datos se muestran en las tablas 5.1, 5.2 y 5.3.

Carga (T)	Presión máxima	Área de contacto (mm ²)
2,5	605,233	30,950
5	762.546	49,130
7,5	872,897	64,379
10	960,747	77,989
12,5	1034,9	90,499
15	1099,8	102,195
17,5	1157,8	113,256
20	1210,5	123,801
22,5	1258,9	133,914
25	1303,9	143,658

Tabla 5.1. Valores teóricos según la teoría de Hertz para rueda-carril

Distancia (mm)	Ángulo, α (°)	Área de contacto(mm ²)	Presión máxima (MPa)
500	23,78	34,182	1197,7
550	26,3305	34,659	1206,1
600	28,938	35,214	1215,7
650	31,614	35,861	1226,8
700	34,368	36,614	1239,6
750	37,217	37,501	1254,5
800	40,178	38,551	1272
850	47,273	39,809	1292,6
900	46,536	41,345	1317,3

Tabla 5.2. Valores teóricos según la teoría de Hertz para rueda-rodillos con carga de 10 T

Distancia (mm)	Ángulo, α (°)	Área de contacto(mm ²)	Presión máxima (MPa)
500	23,78	54,259	1509
550	26,3305	55,018	1519,5
600	28,938	55,899	1531,7
650	31,614	56,924	1545,7
700	34,368	58,122	1561,8
750	37,217	59,528	1580,6
800	40,178	61,194	1602,6
850	47,273	63,193	1628,5
900	46,536	65,631	1659,6

Tabla 5.3. Valores teóricos según la teoría de Hertz para rueda-rodillos con carga de 20T

5.2. Modelo rueda-carril con carga vertical variable

En este apartado se analizarán los resultados obtenidos para el modelo rueda-carril con variación de las cargas que actúan sobre el eje.

Los valores que se han obtenido de los experimentos son: presión, tensión de Von Mises y área de contacto. Simplemente se muestran los resultados obtenidos para la simulación con carga de 20 T en el eje ya que el resto de resultados se mostrarán en el anexo A.

En primer lugar, se muestra en las siguientes figuras, figura 5.1, la presión de contacto que alcanza un valor máximo de 1260,9 MPa. Si observamos en el anexo A todas las figuras de distribución de presiones, se puede observar como a medida que aumenta la carga la forma de una elipse característica del contacto rueda-carril se perfecciona. Además, se observa que la presión máxima se encuentra en el centro y decrece según se aleja del mismo.

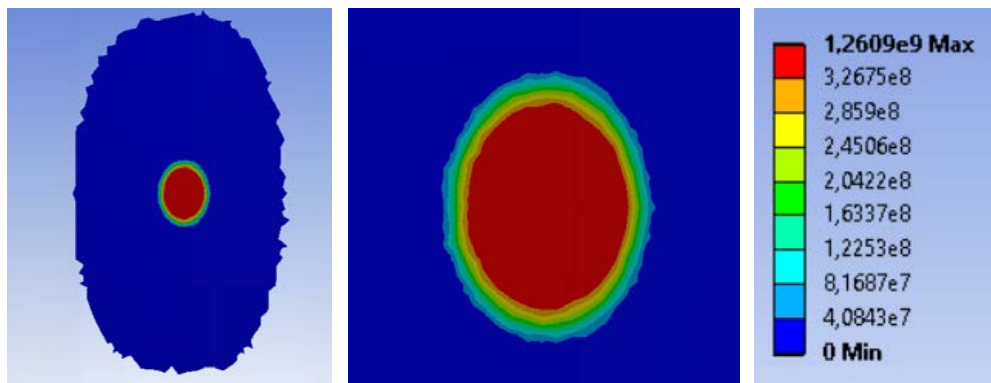


Figura 5.1. Distribución de presiones en la rueda para una carga de 20 T

En segundo lugar, en la figura 5.2 se muestra la distribución de tensión de Von Mises, desde el punto de vista de un plano perpendicular al carril, que tiene un valor máximo de 771,8 MPa.

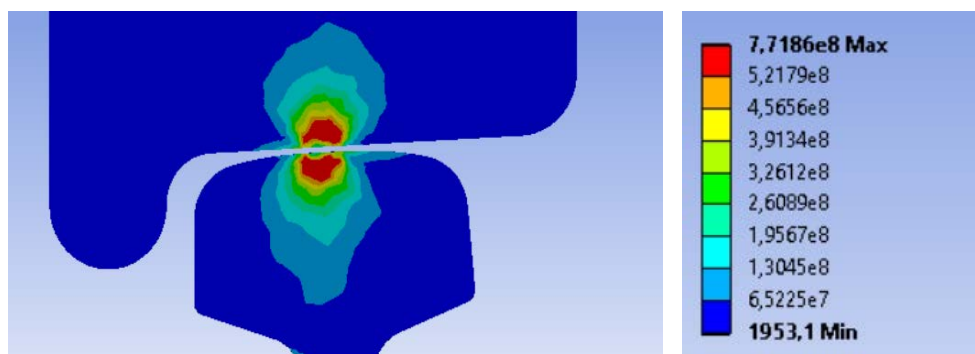


Figura 5.2. Distribución de tensión de Von Mises para una carga de 20 T

Por último, se analiza el área de contacto entre la rueda y el carril que posee un valor de 125,8 mm².

La siguiente tabla 5.3 muestra los resultados obtenidos para todas las variaciones de carga que se han realizado, en la cual se incluyen los valores de presión máxima, tensión máxima de Von Mises y área de contacto.

Carga vertical	Presión Máxima (MPa)	Tensión de Von Mises (MPa)	Área de contacto (mm²)
2,5	587,44	305,42	31,01
5	741,61	424,51	51,87
7,5	849,59	534,39	66,21
10	972,47	612,47	81,7
12,5	1021,6	649,42	95,22
15	1110,3	691,34	109,7
17,5	1188,2	725,96	119,2
20	1260,9	771,86	125,8
22,5	1276,9	793,15	140,9
25	1388,3	843,9	147,26

Tabla 5.4. Valores obtenidos en Ansys para el experimento con variación de cargas en el eje

A continuación, se muestran las gráficas donde se comparan los valores obtenidos a través de Ansys , Creo y según la teoría de Hertz, gráficas 5.3, 5.4 y 5.5.

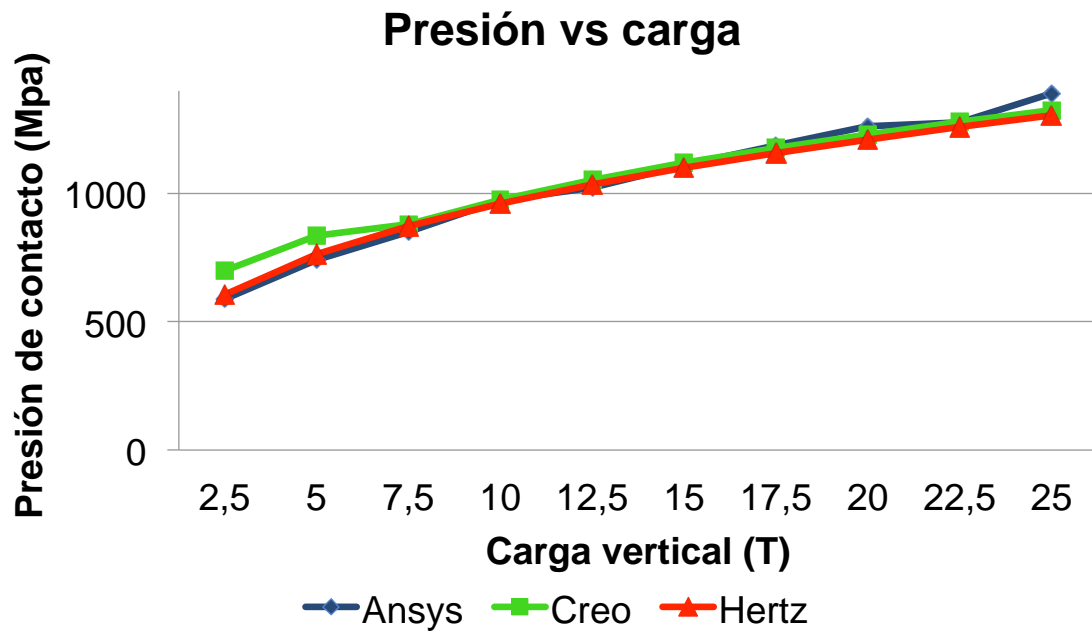


Figura 5.3. Gráfica Presión vs Carga para el experimento de variación de cargas sobre el eje

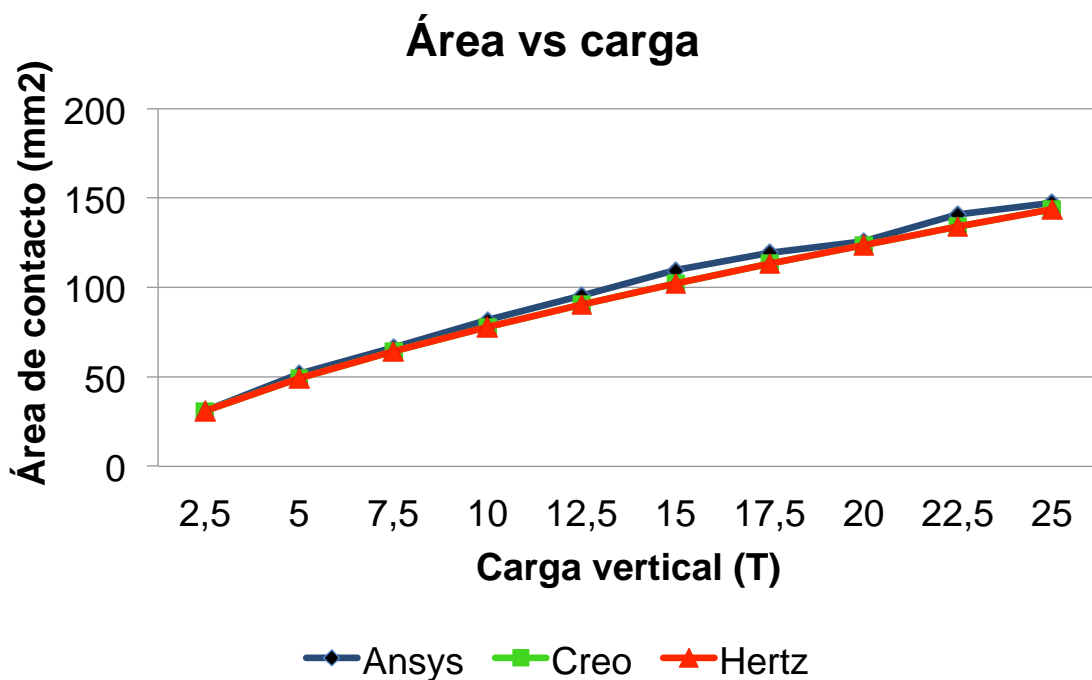


Figura 5.4. Gráfica Área vs Carga para el experimento de variación de cargas sobre el eje

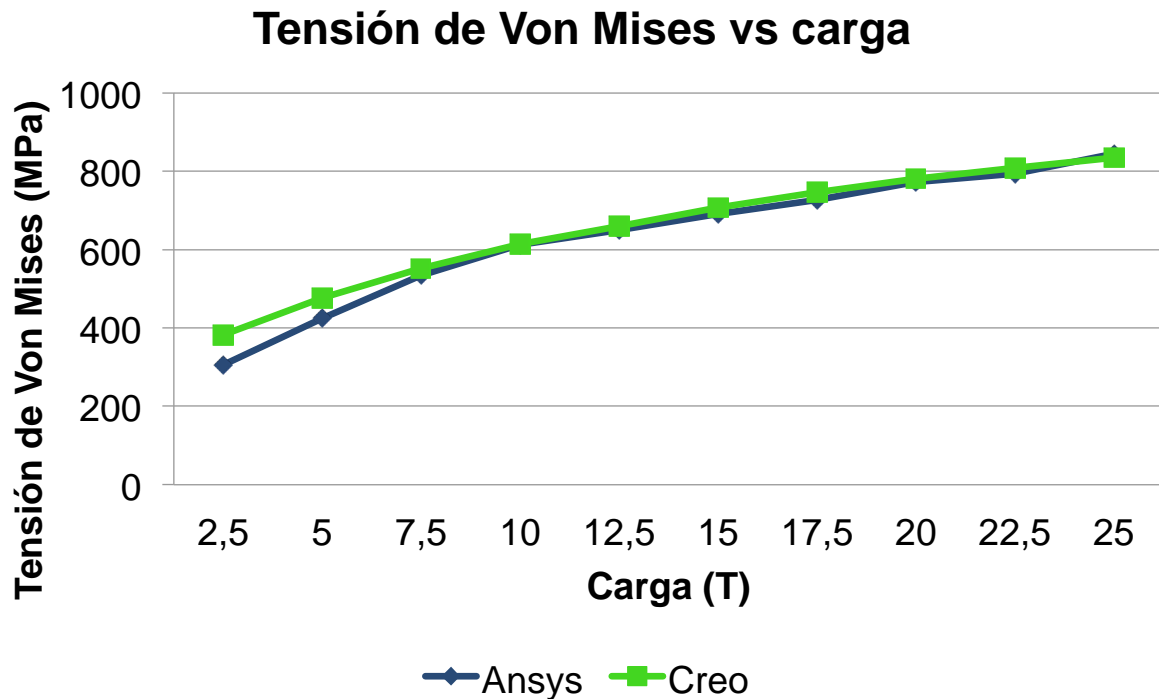


Figura 5.5. Gráfica de Tensión de Von Misses vs Carga para el experimento de variación de cargas sobre el eje

A partir de las tres gráficas anteriores se observa que a medida que aumenta la carga aumenta la presión de contacto, tensión de Von Mises y área de contacto. Esta tendencia creciente se ajusta perfectamente a los valores calculados según la teoría de Hertz. Además, la función sigue aproximadamente una expresión polinómica de orden 2. Por lo tanto, se puede aceptar que los valores obtenidos por el programa son coherentes.

En comparación con los resultados obtenidos a partir de Creo se observa en la gráfica 5.3 como para bajas cargas el error es más grande en Creo mientras que en las cargas más altas el error es mayor para Ansys.

5.3. Modelo rueda-rodillos con variación de distancia entre rodillos y carga vertical de 10 T

En este apartado se va a realizar analizar el experimento en el que se varia la distancia entre los centros de los rodillos mientras el eje soporta una carga vertical de 10 T.

Tan solo se muestra en este apartado los resultados obtenidos para el experimento con una distancia de 500 mm entre rodillos y el resto de análisis se muestran en el anexo B.

A continuación, se muestra en las figuras 5.6 y 5.7 la distribución de presiones sobre los rodillos donde se alcanza un valor máximo de 1104,6 MPa. Además, se puede observar el área de cada rodillo donde se pueden percibir algunas diferencias ya que para el rodillo 1 se obtiene un valor de 32,18 mm² y para el rodillo 2 un valor de 30,31 mm².

Rodillo 1

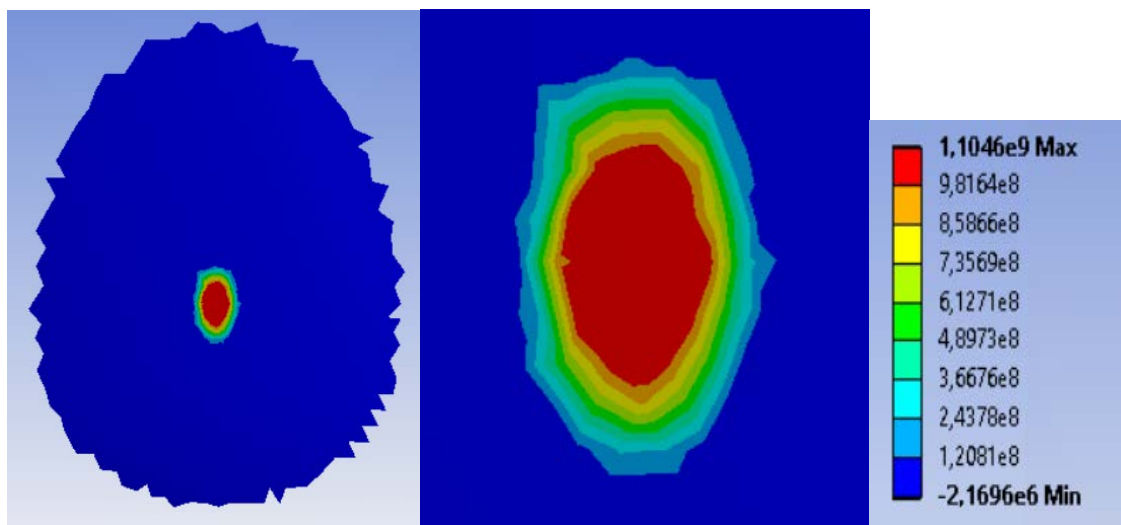


Figura 5.6. Distribución de presiones para una distancia de 500 mm y carga de 10 T en rodillo 1

Rodillo 2

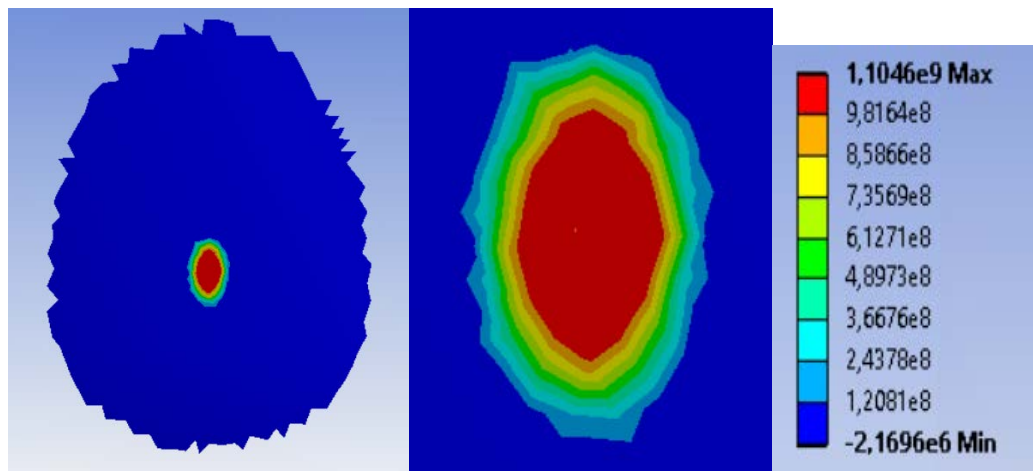


Figura 5.7. Distribución de presiones para una distancia de 500 mm y carga de 10 T en rodillo 2

En segundo lugar, se puede observar en las figuras 5.8 y 5.9 la distribución de tensión de Von Mises para cada rodillo y que alcanza un valor máximo de 982,84 MPa.

Rodillo 1

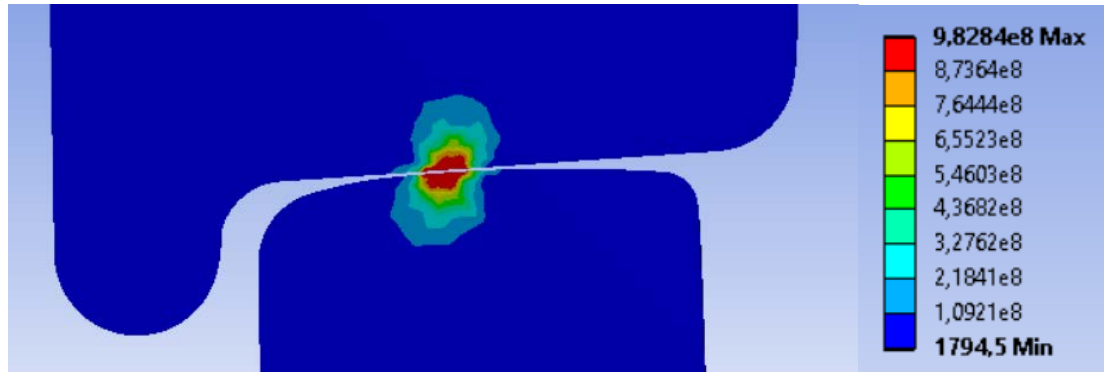


Figura 5.8. Distribución de tensión de Von Mises para una carga de 10 T en rodillo 1

Rodillo 2

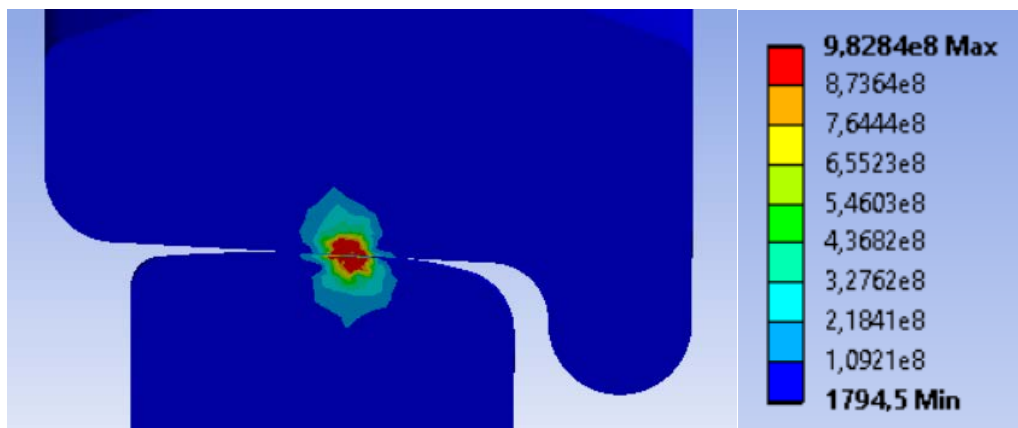


Figura 5.9. Distribución de tensión de Von Mises para una carga de 10 T en rodillo 2

En la tabla 5.5 se muestran todos los resultados obtenidos en Ansys para este experimento.

Distancia (mm)	Presión máxima (MPa)	Tensión de Von Mises (MPa)	Área de rodillo 1 (mm ²)	Área de rodillo 2 (mm ²)
500	1104,6	982,84	32,18	30,31
550	1129,3	1105	29,33	28,26
600	1056	1169,9	30,32	28,86
650	1097,7	1312,6	31,49	28,07
700	1092,6	1172,4	28,38	29,04
750	1162,3	1447,1	31,6	27,59
800	1215,4	1445,5	28,38	26,45
850	986,51	1735,1	28,36	26,77
900	1060,8	1839,3	26,23	24,206

Tabla 5.5. Valores obtenidos en Ansys para el experimento con variación de distancia entre rodillos y carga de 10 T sobre el eje

A continuación se muestran las gráficas donde se representa la presión, área de contacto y tensión de Von Mises frente a los valores obtenidos con Hertz y con Creo, figuras 5.10, 5.11 y 5.12.

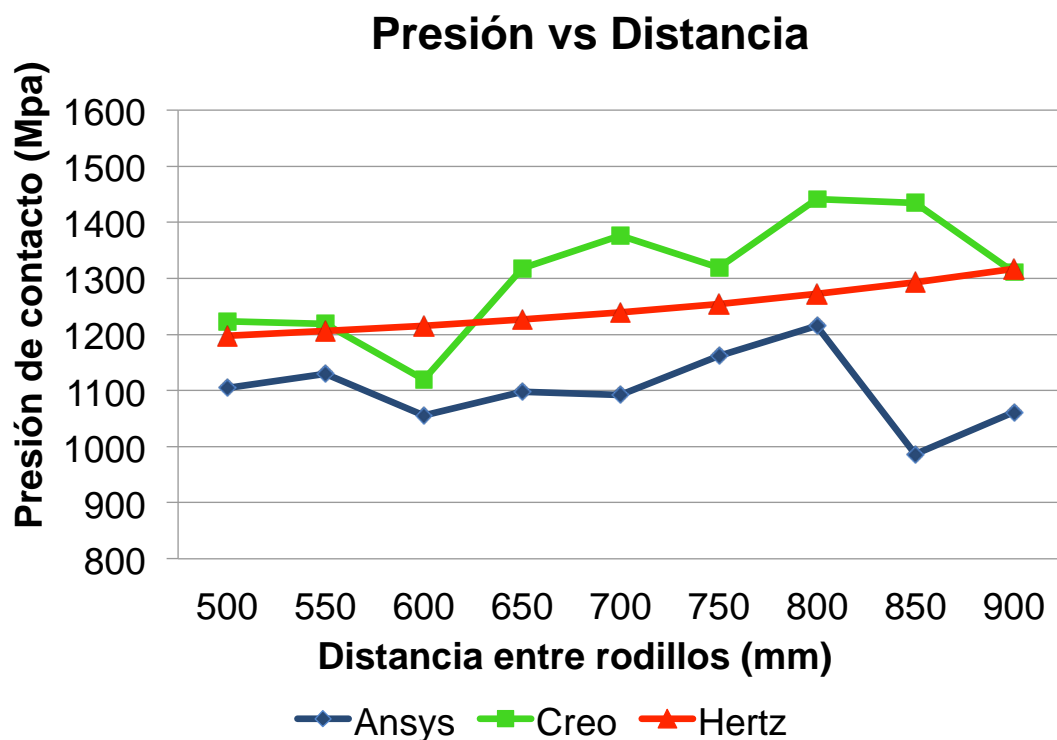


Figura 5.10. Gráfica Presión vs Distancia para el experimento de variación de distancia entre rodillos con 10 T sobre el eje.

En esta gráfica, figura 5.10, se observa que los valores obtenidos con Ansys no poseen valores cercanos a los obtenidos por Hertz. A diferencia de los valores obtenidos mediante el Creo no existe ningún valor que coincida con los teóricos de Hertz. En cambio si se puede observar la misma tendencia creciente en Ansys que la obtenida según Hertz a excepción de los últimos valores que se desvían en exceso de esa disposición. Por lo tanto se puede asumir que los valores son aceptables hasta una distancia de 850 mm.

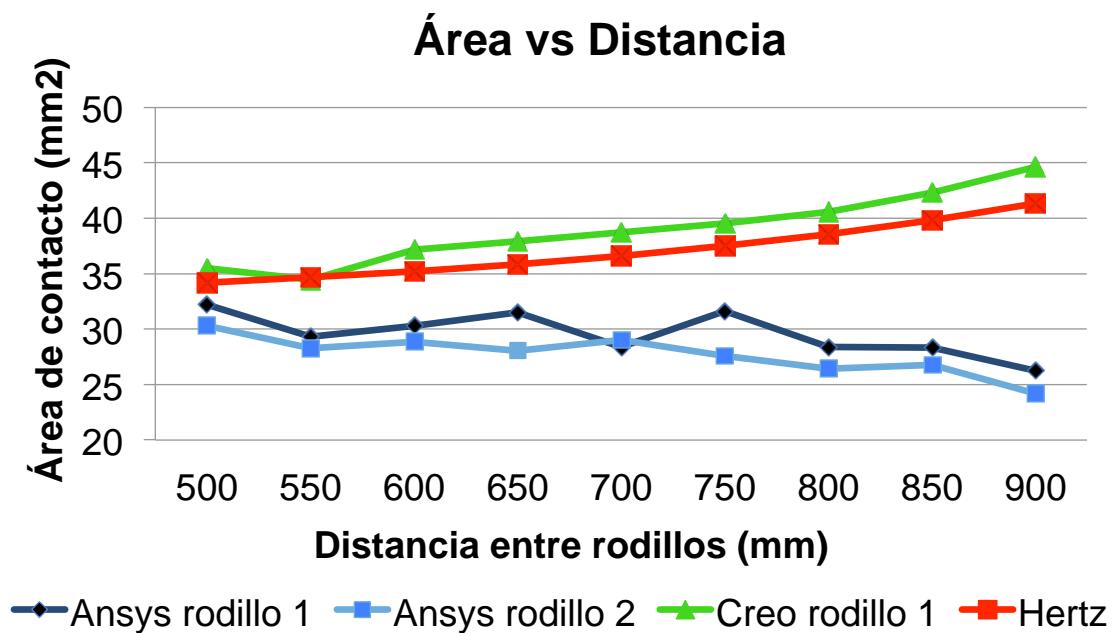


Figura 5.11. Gráfica Área vs Distancia para el experimento de variación de distancia entre rodillos con 10 T sobre el eje

En cuanto a la evolución del área de los rodillos se puede visualizar que no se asemejan a los teóricos, ya que su tendencia es decreciente mientras que teóricamente debería crecer como si ocurría en Creo. Además los valores obtenidos por Ansys difieren mucho de los Hertz lo cual puede ser debido a una incorrecta elección de la malla.

Respecto a la tensión no se poseen valores teóricos de Hertz con los que comparar. Simplemente se puede deducir que hay una diferencia muy grande con los obtenidos con Creo ya que mantenían una tendencia lineal mientras que en Ansys es creciente.

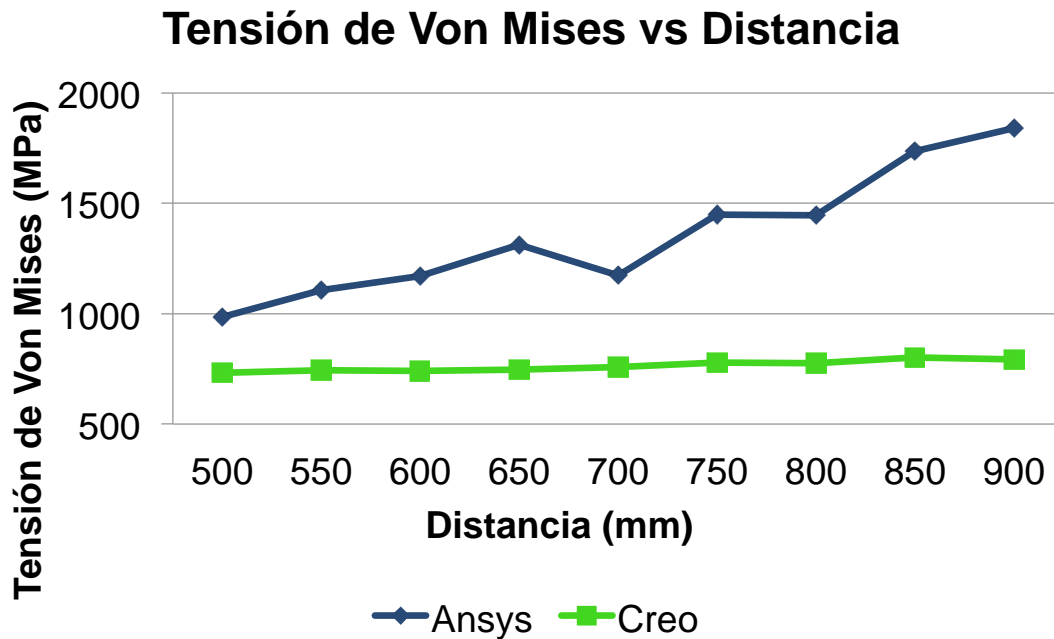


Figura 5.12. Gráfica Tensión de Von Mises vs Distancia para el experimento de variación de distancia entre rodillos con 10 T sobre el eje

A la vista de los resultados obtenidos no se puede concluir que el modelo sea válido ya que no siguen los patrones lógicos para estos valores estimados por Hertz. Una de las causas puede ser una mala elección de los valores de tolerancia penetracional establecidos para el contacto entre rueda y rodillos. Otra causa puede ser una mala elección del mallado que provoque valores erróneos en los puntos de interés. Para evitar estos problemas se podría realizar un nuevo modelo mejorando la malla y las propiedades en el contacto.

5.4. Modelo rueda-rodillos con variación de distancia entre rodillos y carga vertical de 20 T

En este apartado se realiza el mismo experimento que en el punto anterior pero se somete al eje a una carga de 20 T.

A continuación solo se analizará el experimento con una distancia entre rodillos de 700 mm y el resto de experimentos se mostrarán en el anexo C.

En esta tabla, figura 5.6, se muestra un resumen con todos los valores obtenidos en este experimento.

En las figuras 5.13 y 5.14 que se muestran a continuación se puede observar la distribución de presiones para cada rodillo y donde su máximo valor es 1442,7 MPa. Además hay que destacar la diferencia de áreas de contacto entre cada rodillos, en el primer rodillo vale 44,11 mm² y en el segundo 44,43 mm².

Rodillo 1

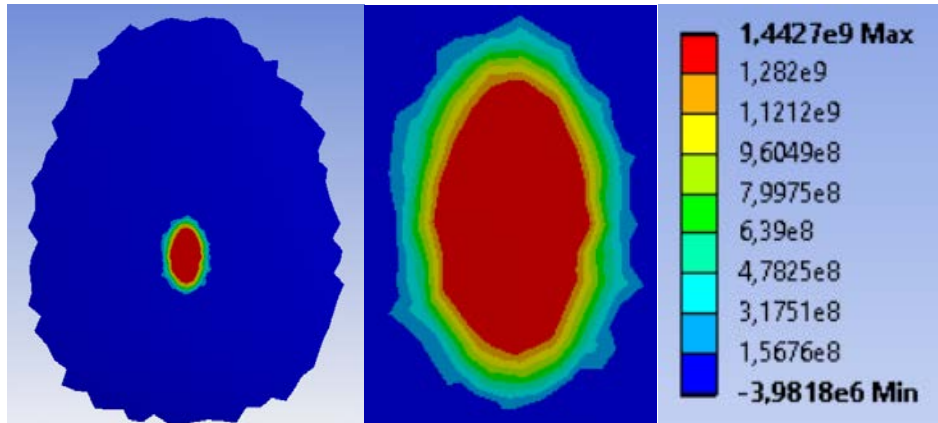


Figura 5.13. Distribución de presiones para una distancia de 700 mm y carga de 20 T en rodillo 1

Rodillo 2

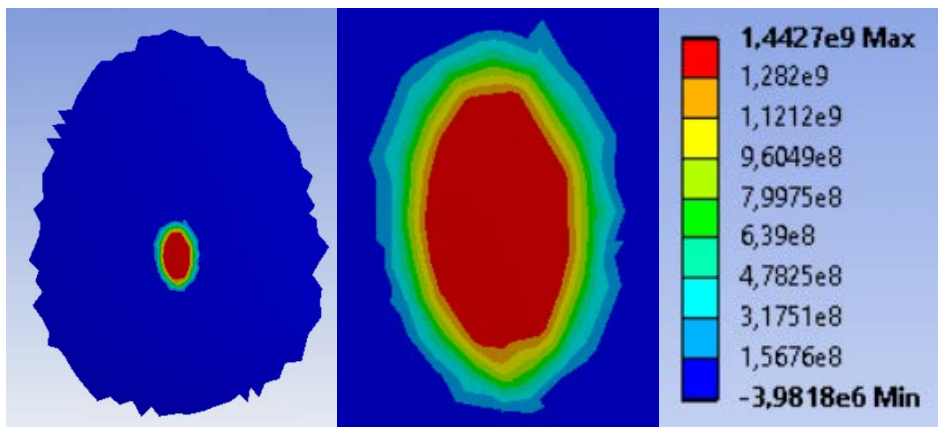


Figura 5.14. Distribución de presiones para una distancia de 700 mm y carga de 20 T en rodillo 2

En segundo lugar se puede visualizar en las figuras 5.15 y 5.16 la distribución de tensiones de Von Mises para cada rodillo y que alcanza un valor máximo de 1719,2 MPa

Rodillo 1

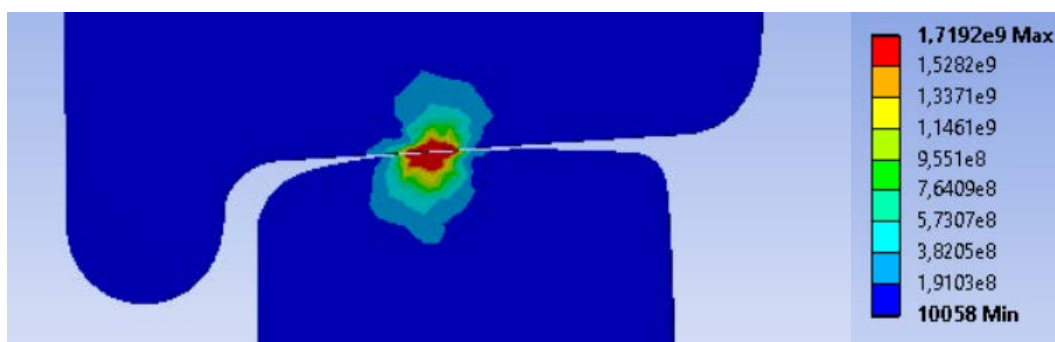


Figura 5.15. . Distribución de tensión de Von Mises para una carga de 20 T en rodillo 1

Rodillo 2

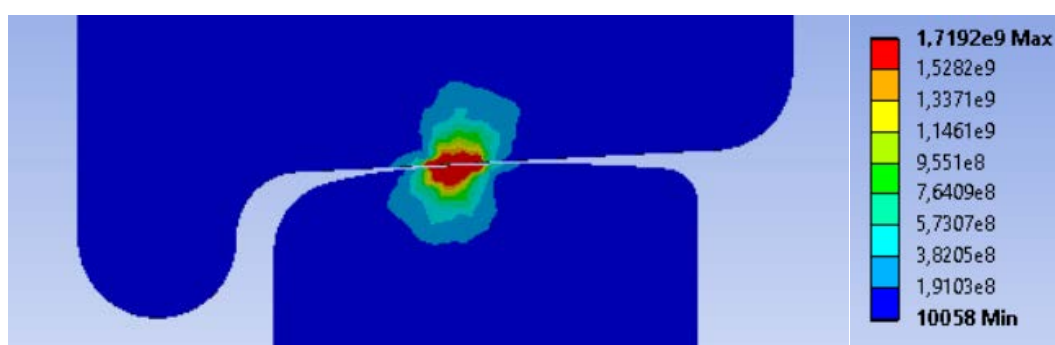


Figura 5.16. . Distribución de tensión de Von Mises para una carga de 20 T en rodillo 2

En la tabla 5.6 se muestran los valores del resto de análisis realizados.

Distancia (mm)	Presión máxima (MPa)	Tensión de Von Mises (MPa)	Área de rodillo 1 (mm ²)	Área de rodillo 2 (mm ²)
500	1372,4	1349,2	48,71	46,96
550	1365,3	1793,7	44,98	48,29
600	1396,2	1581,7	45,99	46,24
650	1361,9	1909,7	47,38	44,90
700	1442,7	1719,2	44,11	44,43
750	1378,6	1918,8	46,79	41,76
800	1459,2	1957,7	43,55	42,29
850	1225,3	2354	43,82	41,03
900	1308	2541,1	39,97	38,21

Tabla 5.6. Valores obtenidos en Ansys para el experimento con variación de distancia entre rodillos y carga de 20 T sobre el eje

Las siguientes figuras 5.17, 5.18 y 5.19, que se muestran corresponden a la representación gráfica de los valores obtenidos y su comparación con los valores teóricos y con Creo.

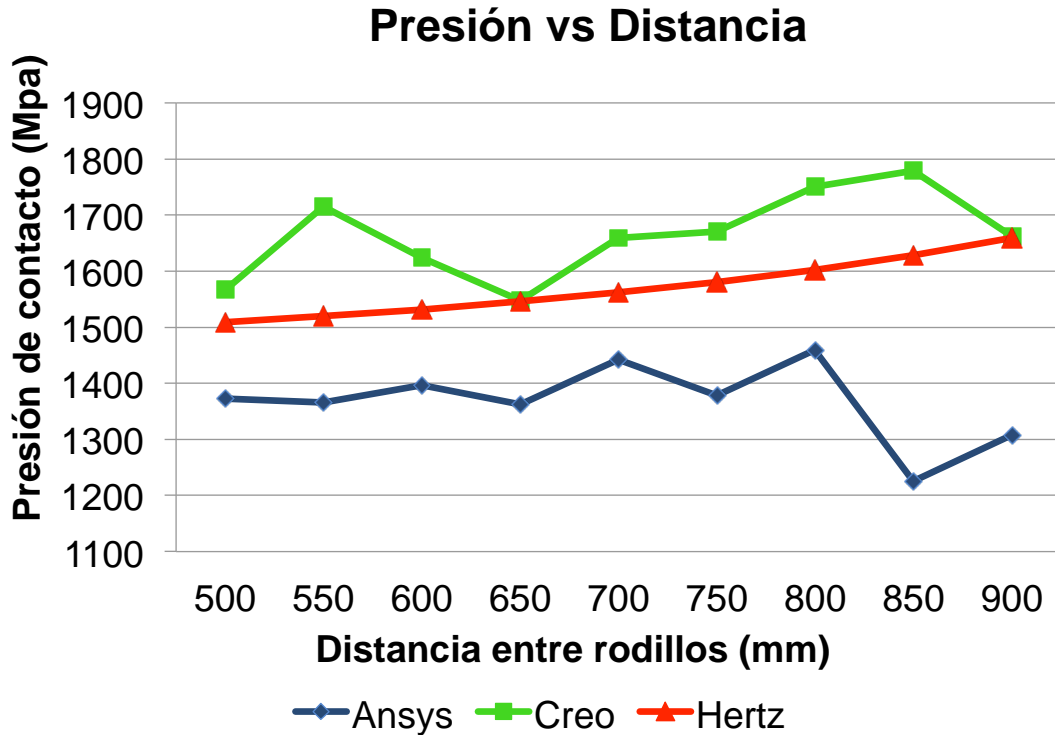


Figura 5.17. Gráfica Presión vs Distancia para el experimento de variación de distancia entre rodillos con 20T sobre el eje.

En la figura 5.17 se puede observar como al igual que sucedía en el experimento de 10 T los valores obtenidos en Ansys en ningún caso se acercan a los teóricos obtenidos por Creo. Además en este caso no se conserva esa tendencia creciente regular característica de Hertz.

Respecto al área de contacto se observa en la figura 5.18 que los resultados obtenidos en Ansys no crecen al igual que lo hacen en Hertz sino tienen una marcada tendencia decreciente.

La tensión de Von Mises que se observa en la figura 5.19 se observa como de nuevo existe una gran diferencia entre los valores que se obtuvieron con Creo.

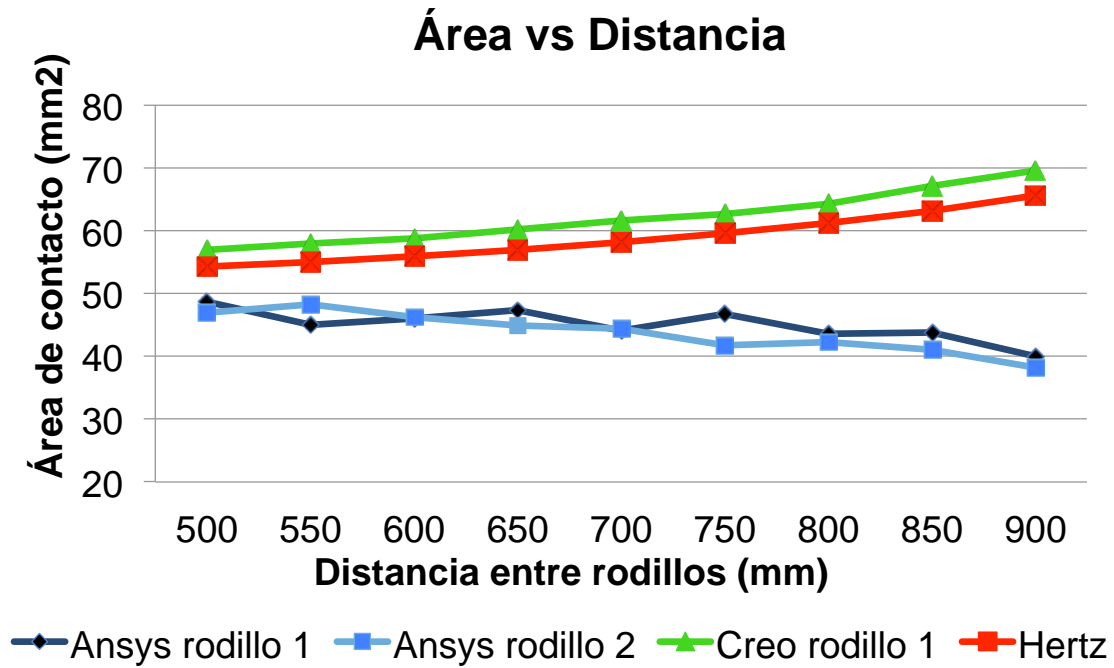


Figura 5.18. Gráfica Área vs Distancia para el experimento de variación de distancia entre rodillos con 20 T sobre el eje

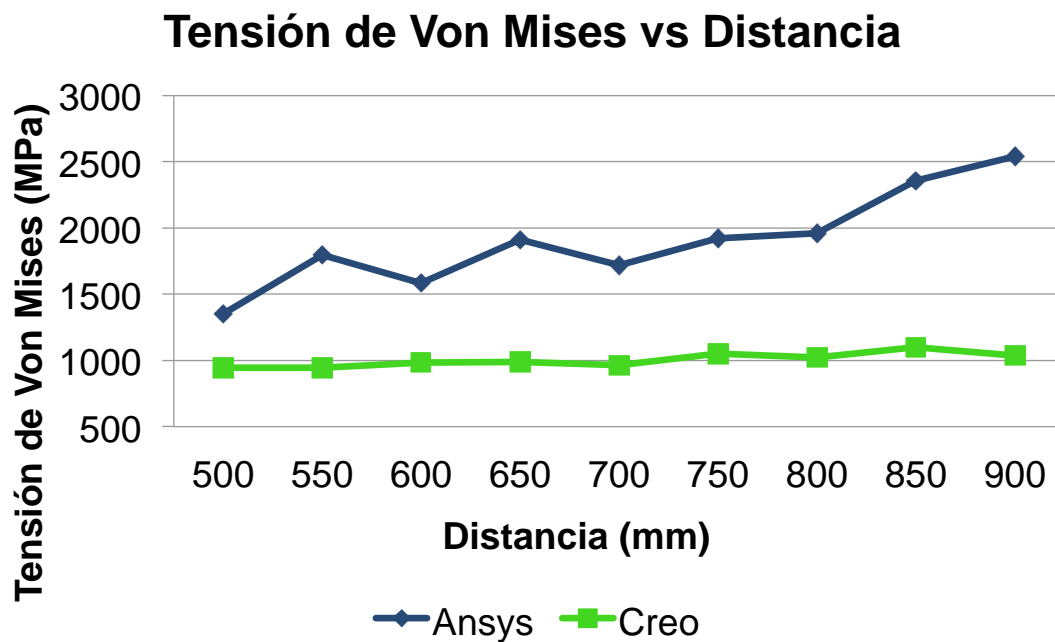


Figura 5.19. Gráfica Tensión de Von Mises vs Distancia para el experimento de variación de distancia entre rodillos con 20 T sobre el eje

Tras haber realizado este análisis se puede llegar a la conclusión de que este modelo no es válido por lo tanto, habría que mejorarlo para obtener unos resultados más cercanos a los teóricos.

CAPÍTULO 6

CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6. CONCLUSIONES Y TRABAJOS FUTUROS

6.1. Conclusiones

Tras finalizar este trabajo, se puede afirmar que los objetivos propuestos en este trabajo se han alcanzado de forma satisfactoria. Se ha cumplido el objetivo principal:

“El estudio de modelos numéricos sobre ANSYS que permitan comprender la evolución del contacto para los casos de rueda-carril y de rueda-rodillos”

Conjuntamente a la consecución del objetivo principal se ha logrado alcanzar los siguientes puntos:

- Se ha logrado obtener un modelo compatible con ANSYS para los conjuntos rueda-carril y rueda-rodillos siguiendo la normativa vigente del sector ferroviario.
- Se han establecido las condiciones de contorno adecuadas al estudio realizado.
- Se ha obtenido un mallado para los modelos centrándose en la región de contacto.
- Se han ajustado los parámetros de contacto en ANSYS para obtener un modelo numérico lo más cercano posible a los modelos teóricos.
- Respecto al modelo rueda-carril, se ha logrado crear un modelo que simula adecuadamente el fenómeno de contacto rueda-carril.
- Respecto al modelo rueda-rodillos, se ha logrado crear un modelo que simula correctamente el fenómeno de contacto rueda-carril.
- Se han analizado los resultados graficados para la tensión de Von Mises, presión de contacto y área de la huella de contacto.
- Se ha estudiado la validez de los resultados obtenidos para los modelos, rueda-carril y rueda-rodillos, contrastándolos con los datos teóricos según el contacto de Hertz y los obtenidos en trabajos anteriores con PTC CREO.

6.2. Trabajos futuros

Por último, se proponen una serie de ideas que permitan seguir desarrollando y ampliando el estudio realizado en busca de mejorar los resultados obtenidos.

- Los resultados obtenidos para el contacto rueda-carril son afines a los teóricos pero se puede mejorar la exactitud de los valores obtenidos en los análisis.
- En el análisis del modelo rueda-rodillos los valores obtenidos muestran una tendencia similar a los resultados teóricos, aunque podrían perfeccionarse de los modos siguientes:
 - Una elección de la malla más adecuada que permite analizar con mayor precisión las regiones de contacto o escogiendo un método de cálculo más adecuado para este tipo de análisis.
 - Realizar una elección más exacta de los valores de tolerancia penetracional que lo que acercaría más la simulación de contacto al que se produce en la realidad.
- Estudiar los modelos con distintos tipos de geometrías de perfil de rueda y rodillos lo que permita hallar cuál de estos sería óptimo.
- Diseñar conjuntos más realistas generando modelos elastoplásticos que se asemejen más a la realidad ya que solo se han desarrollado modelos elásticos.
- Implementar modelos dinámicos que simulen la circulación del vehículo ya que tan solo se han realizado modelos estáticos.

CAPÍTULO 7

ENTORNO SOCIO-ECONÓMICO

7. ENTORNO SOCIO-ECONÓMICO

7.1. Introducción

En este capítulo se desarrollarán las fases seguidas a lo largo de este trabajo el posible impacto económico sobre la sociedad y el coste asociado a las actividades realizadas, material utilizado, salarios, etc.

7.2. Planificación

En este apartado se explica la planificación que se ha llevado a cabo para la realización de este proyecto. La duración total ha sido de 5 meses. Para ello, se enfocó el proyecto dividiéndolo en las siguientes fases siguiendo un orden que llevará a la consecución de los objetivos. Estas fases son:

I. Planteamiento del proyecto: 10 días

Esta primera fase se orienta a mantener distintas comunicaciones vía web y mediante reuniones con el tutor del TFG para establecer los objetivos del trabajo y determinar las herramientas para su realización.

II. Aclimatación al trabajo con el programa ANSYS y PTC CREO: 20 días

En esta segunda fase se realiza un recordatorio acerca del uso de los empleados. Aunque se poseía un conocimiento previo sobre los entornos fue necesaria la investigación a través de tutoriales y manuales para exprimir todas las posibilidades de ambos programas.

III. Desarrollo del modelo en ANSYS: 20 días

Tras obtener los conocimientos necesarios de los programas se comienza con el desarrollo del modelo en ANSYS. Para ello, se importa el modelo desde PTC Creo y se seguirán los pasos para introducir el entorno real al que estará sometido introduciendo: mallado, fuerzas, restricciones para realizar la simulación.

IV. Simulación de los modelos: 80 días

Una vez obtenidos los modelos, se realizan las simulaciones mediante el programa ANSYS comprobando si los valores son coherentes con los

buscados y en caso contrario, se revisará el desarrollo del modelo en busca de posibles fallos de implementación o desarrollo.

V. Redacción de la memoria: 40 días

En esta última fase se realiza la redacción de la memoria, donde se muestran los objetivos del proyecto, la planificación para su consecución, y los resultados y conclusiones obtenidos.

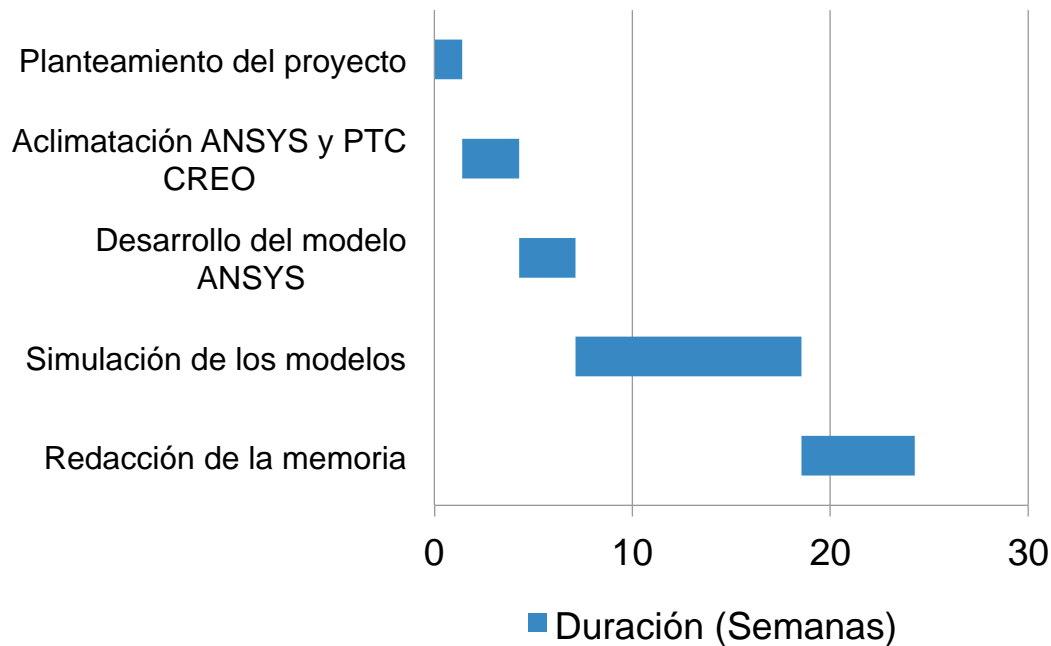


Figura 7.1. Diagrama de Gantt

7.3. Presupuesto

7.3.1. Personal

Nombre	Categoría	Meses de trabajo	Coste (€/mes)	Coste total (€)
Alejandro Bustos Caballero	Ingeniero profesional	0,5	2800	1400
Juan Muñoz Vázquez	Ingeniero estudiante	5	1200	6000

Tabla 7.1. Costes de personal

Coste total de personal = 7400 €

7.3.2. Equipos

Nombre	Dedicación (%)	Coste (€)	Meses de trabajo	Depreciación (meses)	Coste total (€)
Ordenador de la universidad	50	1500	1	36	20,83
Ordenador personal	70	1100	5	12	320,83

Tabla 7.2. Coste de equipos

$$Coste\ total = \frac{Meses\ de\ trabajo}{Depreciación} \cdot Coste \cdot Dedicación$$

$$Coste\ total\ de\ equipos = 341,66\ €$$

7.3.3. Software

Nombre	Dedicación (%)	Coste (€)	Meses de trabajo	Depreciación (meses)	Coste total (€)
Microsoft Office 2016	90	80	2	12	12
PTC Creo 2.0	5	4405	0,4	12	7,34
Ansys 16.0	100	6500	3	12	1625

Tabla 7.3. Costes de Software

$$Coste\ total = \frac{Meses\ de\ trabajo}{Depreciación} \cdot Coste \cdot Dedicación$$

$$Coste\ total\ de\ softwares = 1644,34\ €$$

7.3.4. Otros costes

Además de los costes calculados anteriormente también hay que calcular los costes indirectos que incluyen los desplazamientos, comidas, gastos de oficina, los cuales se imputan como un 20% del total de software, equipos y personal.

7.3.5. Total

El total es la suma de los costes indirectos junto con los de software, equipos y personal.

$$Coste\ total = Costes\ directo + Costes\ indirectos = 9386 + 0,2 \cdot 9386$$

$$Coste\ total = 11263,2\ €$$

Concepto	Costes totales
Personal	7400
Equipos	341,66
Software	4800
Indirectos	1877.2
Total	11263,2

Tabla 7.4. Resumen de costes

Hay que tener en cuenta los impuestos por lo que sumando un 21% de IVA el coste total del proyecto ascendería a: **13628,47 €**

7.4. Impacto socioeconómico

A lo largo de los últimos años la tecnología ferroviaria ha experimentado un crecimiento notable, aunque se ha encontrado con un problema que ha frenado este crecimiento.

Los avances desarrollados en los últimos años se basaban en el aumento de la potencia de las locomotoras en busca de un mayor esfuerzo tractor sin preocuparse en cómo mantener la adherencia entre la rueda y el carril porque el problema se ha solucionado tradicionalmente lanzando arena entre las ruedas y los carriles para mejorar la adherencia. La fuerza de adherencia es el producto entre el coeficiente de fricción entre las llantas y los carriles, por la carga soportada por las ruedas motrices. El aumento de potencia de las locomotoras sin incrementar su peso ha provocado que se llegue la utilización del 100% del peso total adherente. De este modo, para continuar con el aumento de potencia sin aumentar el peso es necesario mejorar las condiciones de adherencia.

Por lo tanto, la investigación del área de contacto en distintas situaciones puede mejorar el conocimiento durante el contacto en busca de opciones para mejorar la transferencia de la potencia de la locomotora al carril.

Además, con un mejor conocimiento del contacto rueda-carril se podría reducir el desgaste de rueda y carriles, suponiendo un ahorro de mantenimiento, y

optimizar la entrega de potencia de las locomotoras para evitar el deslizamiento entre rueda y carril.

Por otro lado, si se consigue mejorar la entrega de potencia se optimizaría la eficiencia de todos los vehículos ferroviarios suponiendo un ahorro energético para todo el sector y disminuyendo el impacto medioambiental del ferrocarril.

Por último, otra de las ventajas del desarrollo de proyectos de investigación como este a través de programas informáticos es que se reducen los costes de diseño y ensayos reales, ya que permiten afinar un modelo casi hasta la perfección evitando gastos de material innecesarios con ensayos experimentales.

Gracias a todas las ventajas que se obtienen del proyecto se deduce que el impacto económico del mismo sería positivo.

REFERENCIAS

REFERENCIAS

- [1] Salvador Zuriaga, P. and Martinez Fernandez, P. (2016). Una Introducción al ferrocarril. Vol I: Elementos constituyentes de la superestructura.
- [2] Ortiz Berrocal, L. (2004). Elasticidad. Madrid: McGraw-hill.
- [3] Díaz López, V., E. Olmeda Santamaría, A. Gauchía Babé, D. García-Pozuelo Ramos, B. López Boada, M.J. López Boada y J. Fuentes Losa. Automóviles y ferrocarriles. Universidad Nacional de Educación a Distancia (UNED), 2012.
- [4] Álvarez Mántaras, D. and Luque Rodríguez, P. (2003). Ferrocarriles: Ingeniería e infraestructura de los transportes. [Oviedo]: Universidad de Oviedo.
- [5] Kalker, J. J. (1990). *Three-dimensional elastic bodies in rolling contact*(Vol. 2). Springer Science & Business Media.
- [6] Iwnicki, S. (Ed.). (2006). *Handbook of railway vehicle dynamics*. CRC press.
- [7] A. A. Shabana, M. Berzeri and J. R. Sany. Numerical Procedure for the Simulation of Wheel/Rail Contact Dynamics. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, Volume 123, Issue 2, pp. 168-178, 2001.
- [8] Llompert Asorey, M. (2016). Estudio de la evolución de la huella rueda-carril. Trabajo Fin de Grado. Universidad Carlos III de Madrid Departamento de Ingeniería mecánica.
- [9] Jurado Zurro, J. (2010). Estudio del Comportamiento Dinámico de un Vehículo Ferroviario Equipado con Suspensión Secundaria Semiactiva Utilizando Lógica Difusa. Proyecto de fin de carrera. Universidad Carlos III De Madrid Escuela Politécnica Superior, Departamento De Ingeniería Mecánica.
- [10] Morán Jusado, P. (2017). Estudio dinámico del contacto rueda-carril en la circulación ferroviaria y análisis de defectos del carril. Trabajo de fin de grado. Universidad Politécnica de Madrid, Escuela Técnica superior de ingenieros industriales.
- [11] Ortega Lester, E. (2012). Simulación del contacto rueda-carril con Pro/ENGINEER. Proyecto fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid, Departamento de Ingeniería Mecánica.
- [12] Grandíval García, Á. (2016). Diseño de estructura articulada para radiotelescopio. Trabajo fin de grado. E.T.S. de Ingeniería Industrial, Informática y de Telecomunicación, Escuela Pública de Navarra.

REFERENCIAS

- [13] Martín Rodríguez, A. (2011). *Simulación mediante el método de los elementos finitos de una estructura metálica*. Proyecto fin de carrera. Universidad Carlos III de Madrid.
- [14] Norma UNE-EN 13262:2005 + A1:2009. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto.
- [15] Norma UNE-EN 13715:2005. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Perfil de rodadura.
- [16] Norma UNE-EN 13261:2009. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto.
- [17] Norma UNE-EN 13674-1:2006 + A1:2008. Aplicaciones ferroviarias. Vía. Carriles. Parte 1: Carriles Vignole de masa mayor o igual a 46 kg
- [18] Adif (2008) Convocatoria de factor de circulación de entrada. Conceptos básicos ferroviarios. [online] Disponible en: <https://es.slideshare.net/REBELD1/08-fc-conceptosferroviarios> [Último acceso 26 Agosto. 2017].
- [19] Adif (2017). Modelos de catenaria de Adif. Electrificación.. [online] Disponible en: http://www.adif.es/es_ES/comunicacion_y_prensa/fichas_de_actualidad/ficha_actualidad_00070.shtml [Último acceso 28 Agosto 2017].
- [20] Evolution Online. (2008). Alta velocidad en la vía férrea. [online] Disponible en: <http://evolution.skf.com/es/alta-velocidad-en-la-via-ferrea/> [Último acceso 28 Agosto. 2017].
- [21] Baamonde Roca, A. (n.d.). EL TREN DE RODAJE DE LOS VEHÍCULOS FERROVIARIOS, Resumen del texto de: ANNA ORLOVA, YURI BORONENKO dentro del MANUAL DE DINÁMICA FERROVIARIA. [online] SIMON IWNICKI. Disponible en: <https://es.scribd.com/doc/75305052/DINAMICA-FERROVIARIA-EL-TREN-DE-RODAJE> [Último acceso 29 Agosto 2017].
- [22] UIC - International union of railways. (2017). UIC, the worldwide railway organisation - UIC - International union of railways. [online] Disponible en: <http://uic.org/about> [Último acceso 29 Agosto 2017].
- [23] Caf.net. (2017). TREN DE ALTA VELOCIDAD TCDD LÍNEA ANKARA-ESTAMBUL. [online] Disponible en: <http://www.caf.net/es/productos-servicios/proyectos/proyecto-detalle.php?p=24> [Último acceso 15 Septiembre 2017].
- [24] Marcaespana.es. (2016). Marca España | Tecnología ferroviaria para el mundo. [online] Disponible en:

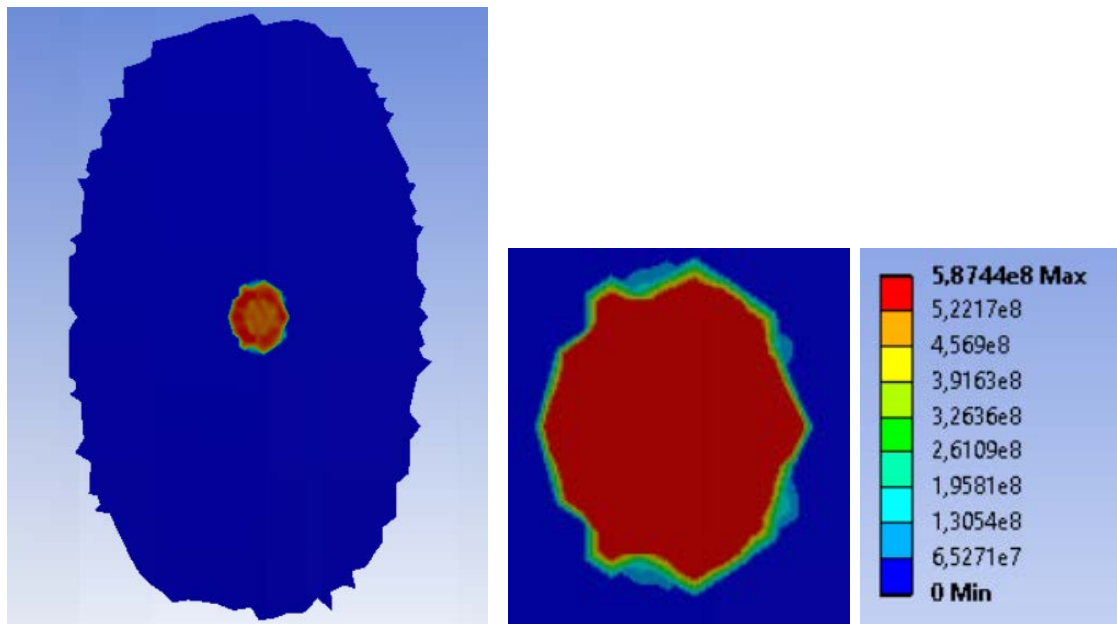
- <http://marcaespana.es/actualidad/empresa/tecnologia-ferroviaria-para-el-mundo-1> [Último acceso 30 Agosto. 2017]
- [25] ANSYS, Inc. Proprietary (2010). Lecture 3, Introduction to Contact. ANSYS Mechanical ANSYS Mechanical Structural Nonlinearities. [online] Disponible en: http://inside.mines.edu/~apetrell/ENME442/Labs/1301_ENME442_lab6_lecture.pdf [Último acceso 15 Julio 2017].
- [26] Udemy. (2017). Introducción a Ansys Workbench - Udemy. [online] Disponible en: <https://www.udemy.com/introduccion-a-ansys-workbench/learn/v4/t/lecture/1738190?start=0> [Último acceso 16 Junio 2017].
- [27] 3dcadportal.com. (2017). ANSYS plataforma de solucion CAE. [online] Disponible en: <http://www.3dcadportal.com/ansys.html> [Último acceso 30 Agosto 2017].
- [28] Sharcnet.ca. (2017). Advanced Settings. [online] Disponible en: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/wb_sim/ds_Contact_Advanced.html#ds_penetration_tolerance [Último acceso 25 Agosto. 2017].
- [29] Sharcnet.ca. (2017). Definition Settings. [online] Disponible en: https://www.sharcnet.ca/Software/Ansys/17.0/en-us/help/wb_sim/ds_Contact_Definition.html [Último acceso 20 Septiembre. 2017].

ANEXOS

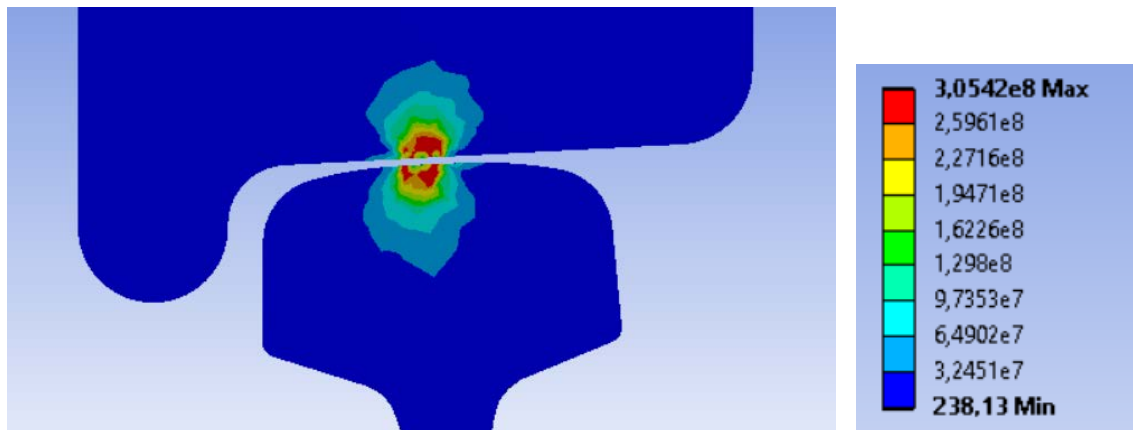
ANEXO A: ESTUDIO DE LA VARIACIÓN DE LA CARGA VERTICAL

Carga 2,5 T

Presión máxima = 587,44 MPa



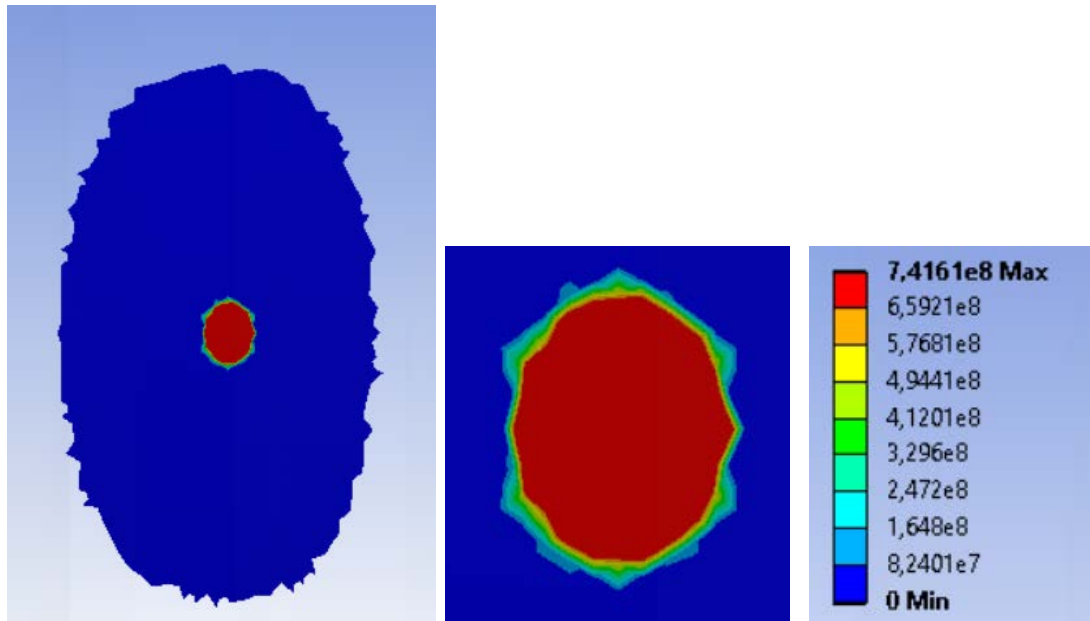
Tensión de Von Mises máxima = 305,42 MPa



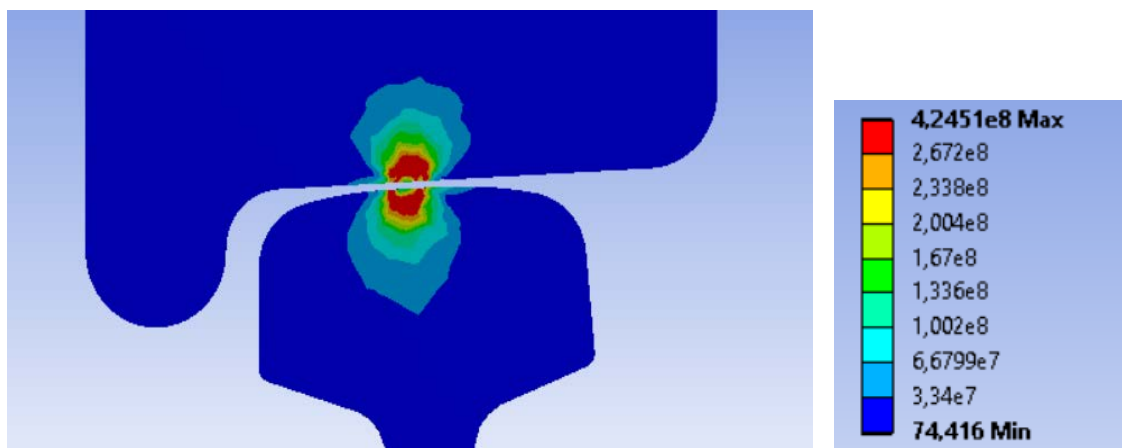
Área de contacto = 31,01 mm²

Carga 5T

Presión máxima = 741,61 MPa



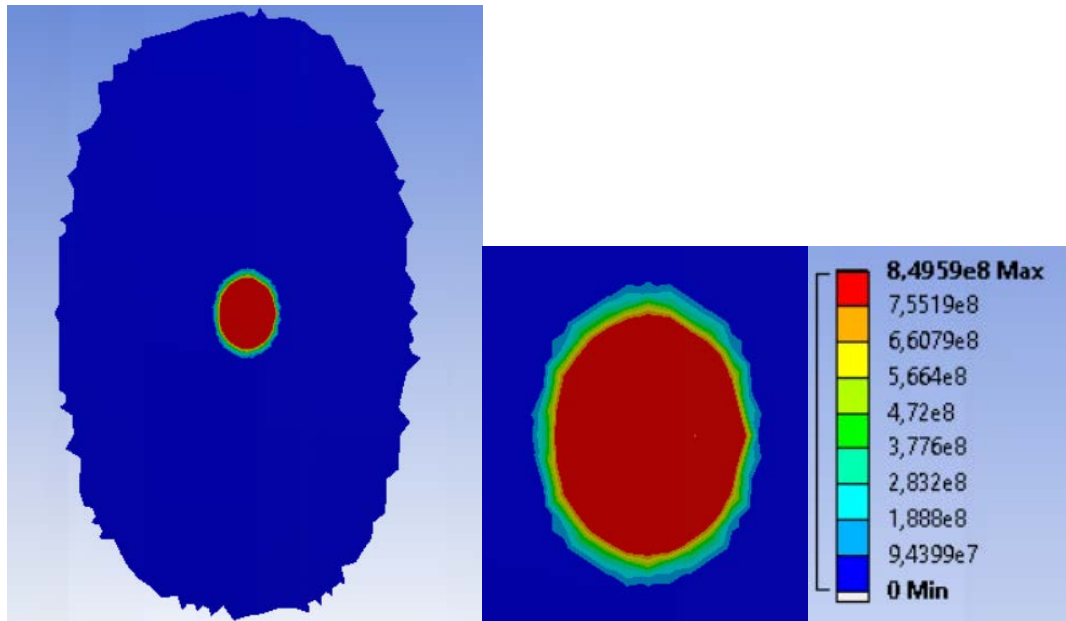
Tensión de Von Mises máxima = 424,51 MPa



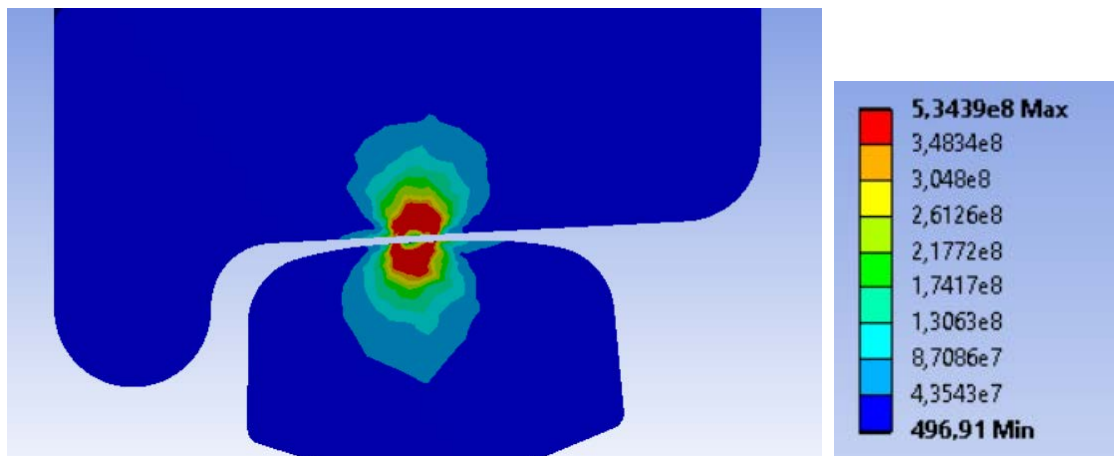
Área de contacto = 51,87 mm²

Carga 7,5 T

Presión máxima = 849,59 MPa



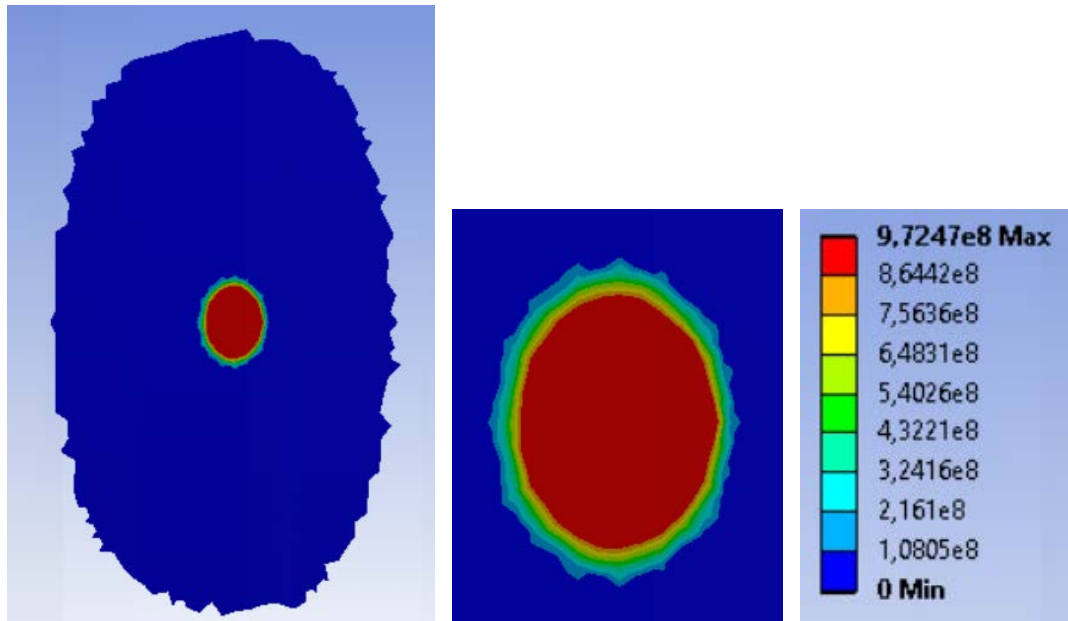
Tensión de Von Mises máxima = 534,39 MPa



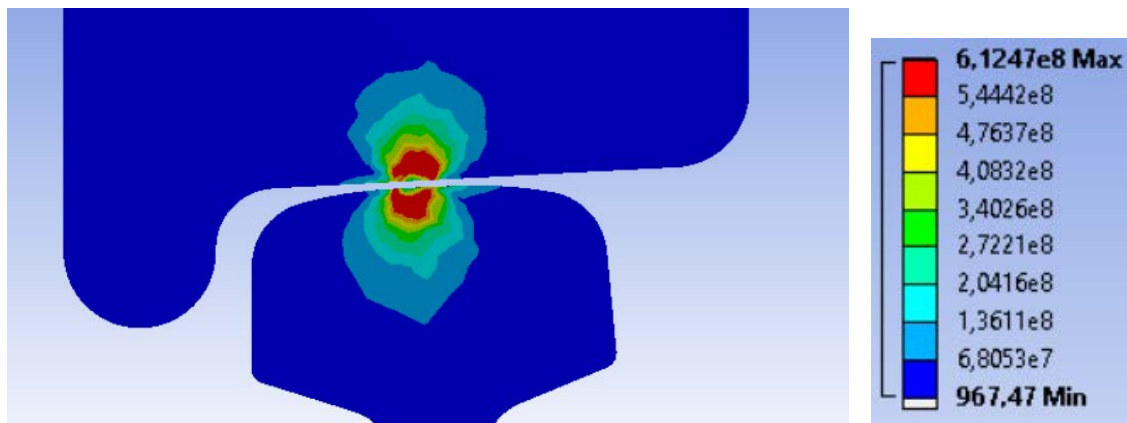
Área de contacto = 66,21 mm²

Carga 10 T

Presión máxima = 972,47 MPa



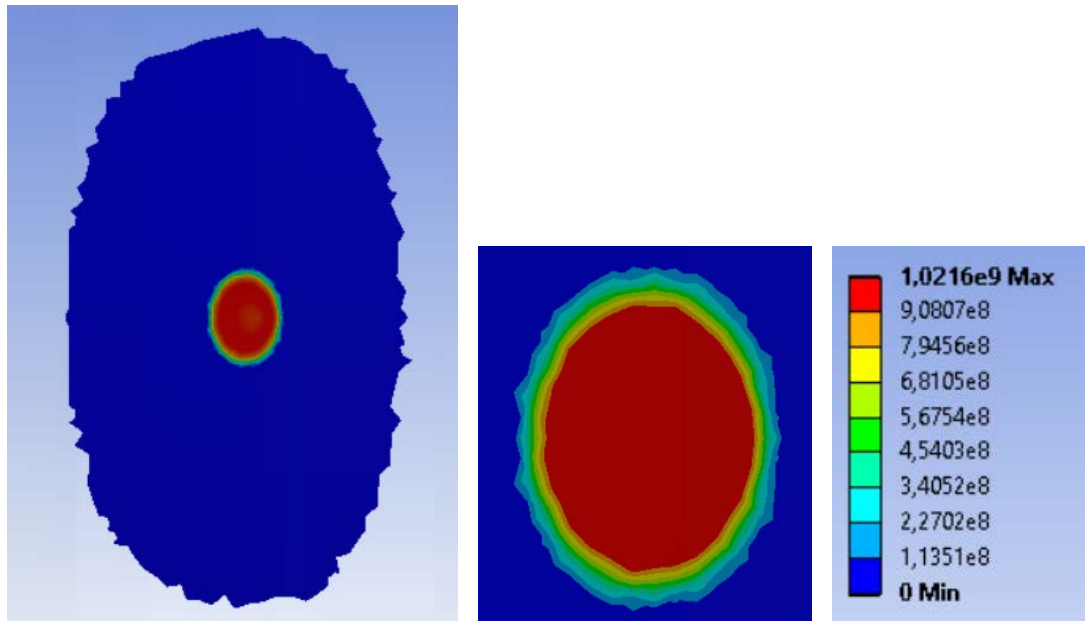
Tensión de Von Mises máxima = 612,47 MPa



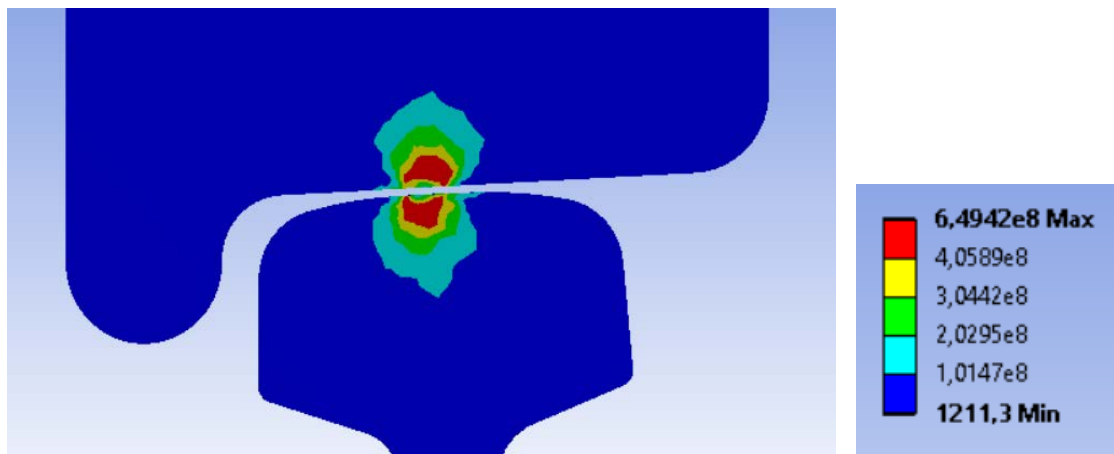
Área de contacto = 81,7 mm²

Carga 12,5 T

Presión máxima = 1021,6 MPa



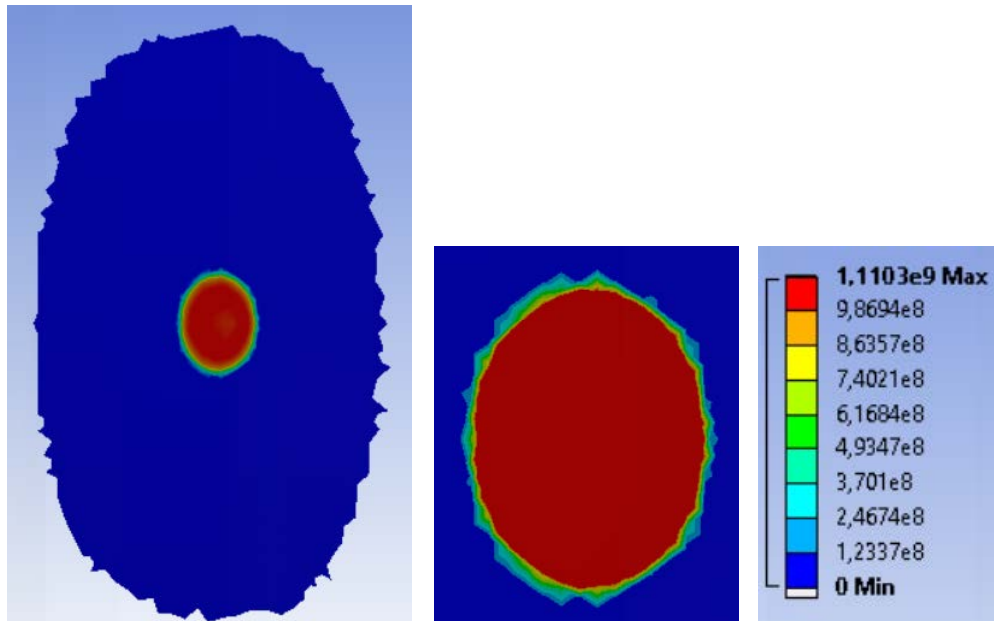
Tensión de Von Mises máxima = 649,42 MPa



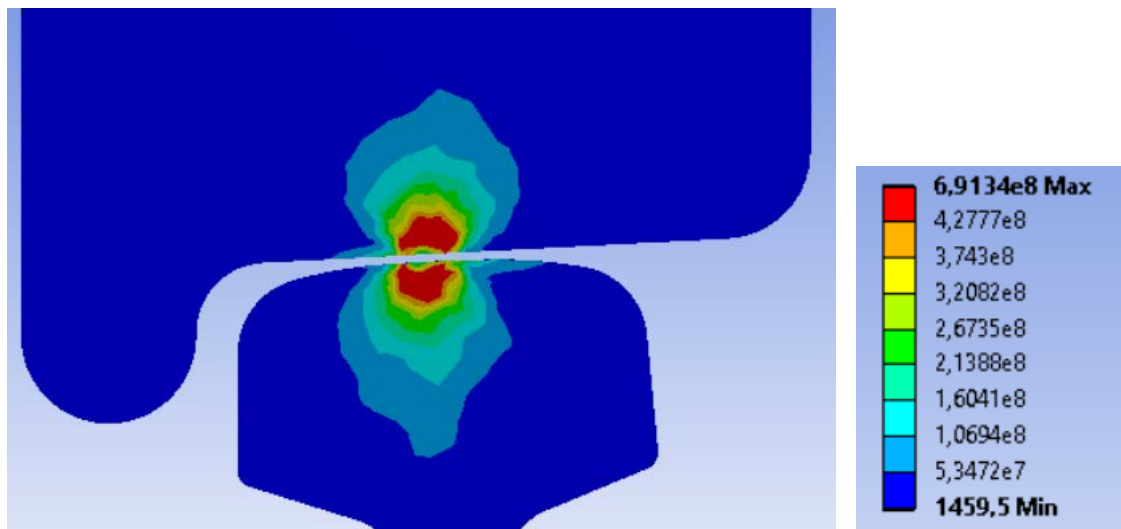
Área de contacto = 95,22 mm²

Carga 15 T

Presión máxima = 1021,6 MPa



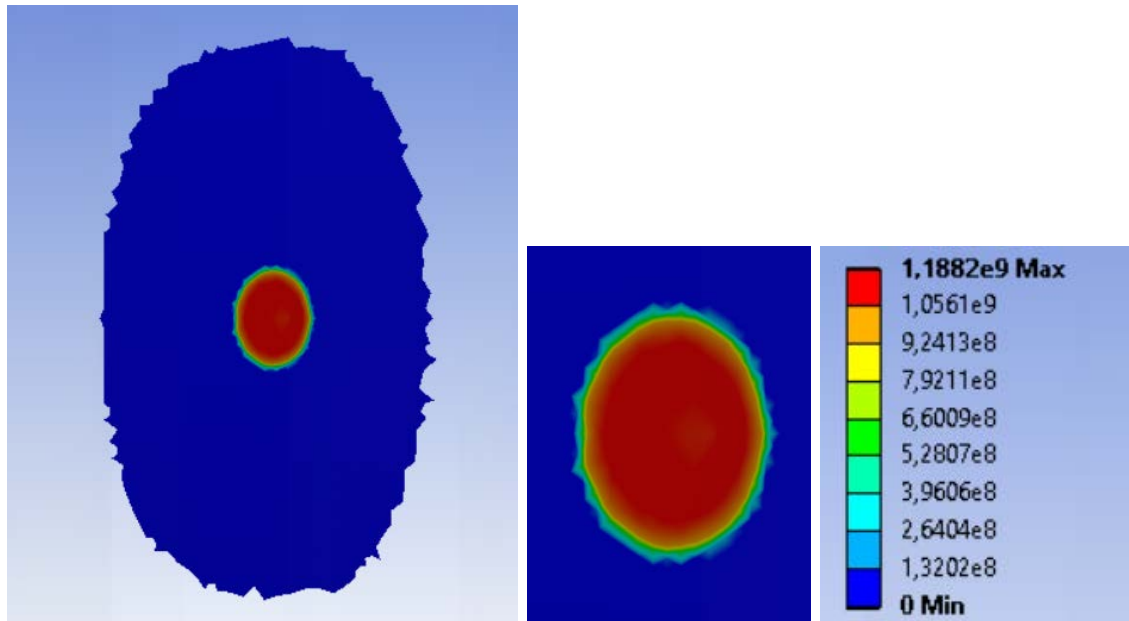
Tensión de Von Mises máxima = 691,34 MPa



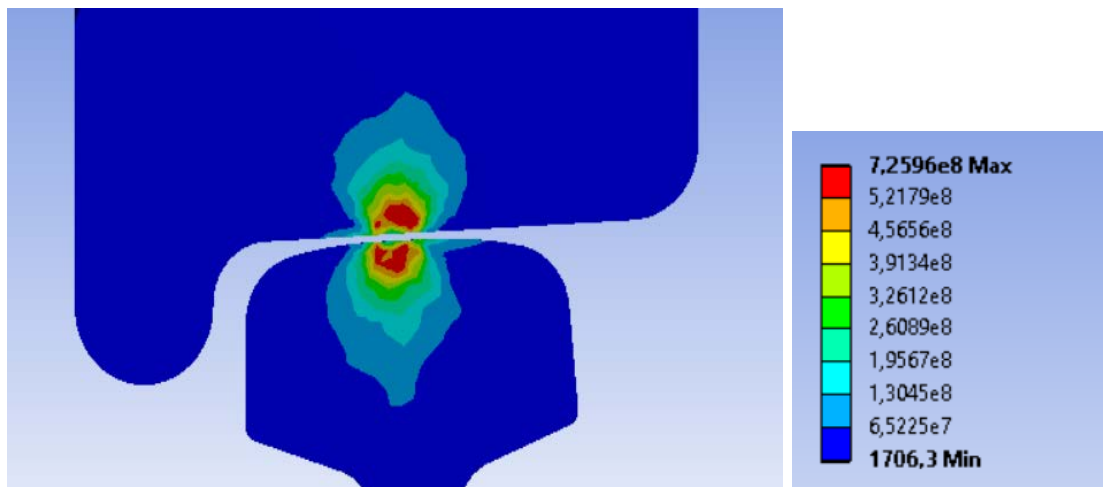
Área de contacto = 109,7 mm²

Carga 17,5 T

Presión máxima = 1188,2 MPa



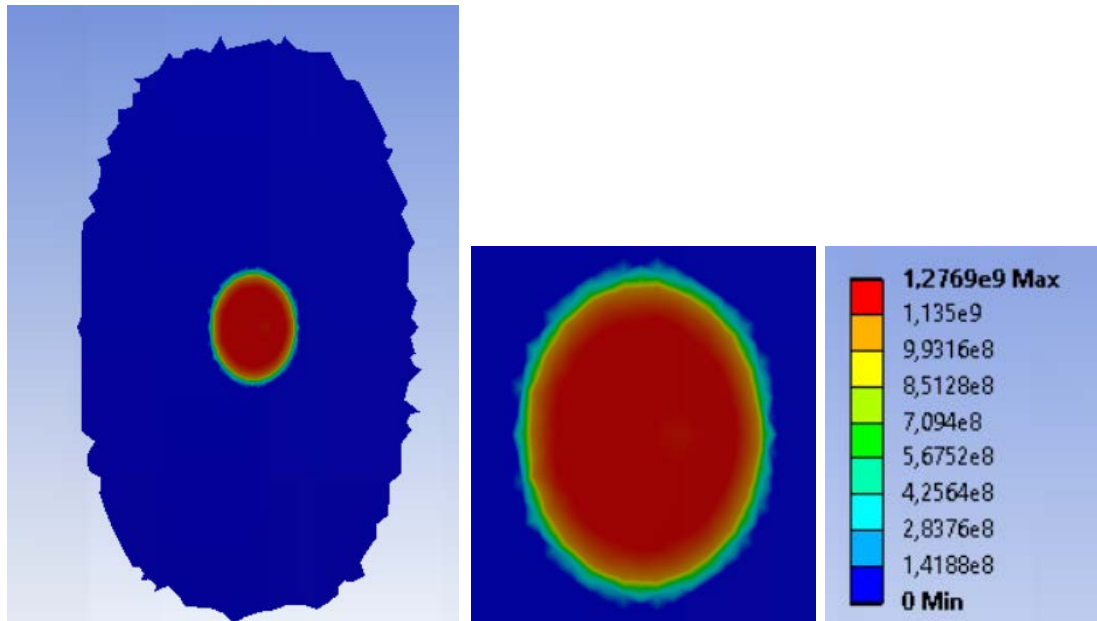
Tensión de Von Mises máxima = 725,96 MPa



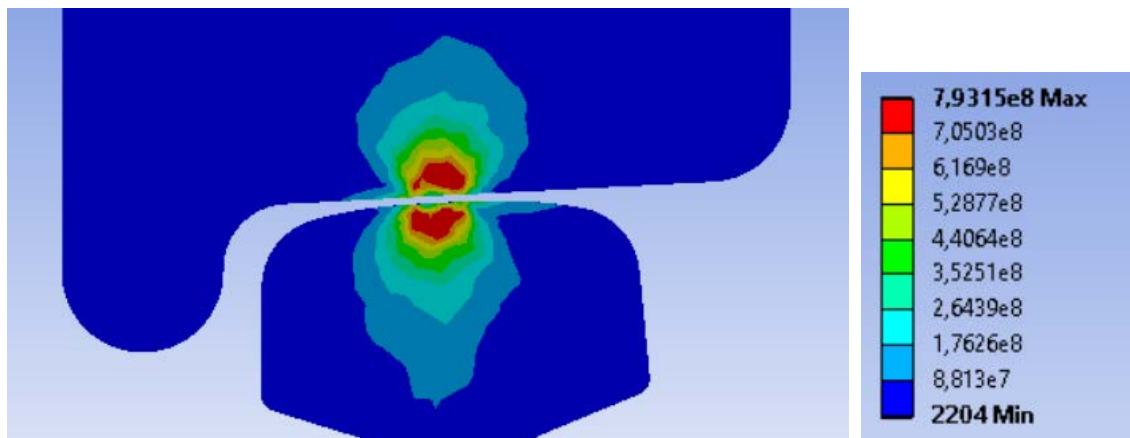
Área de contacto = 119,2 mm²

Carga 22,5 T

Presión máxima = 1276,9 MPa



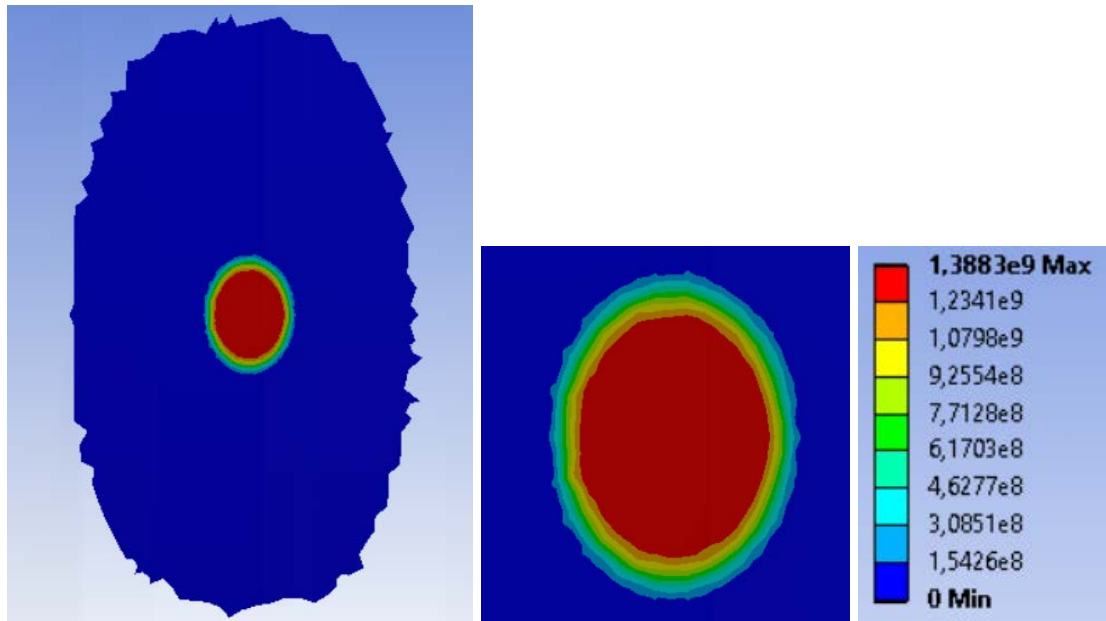
Tensión de Von Mises máxima = 725,96 MPa



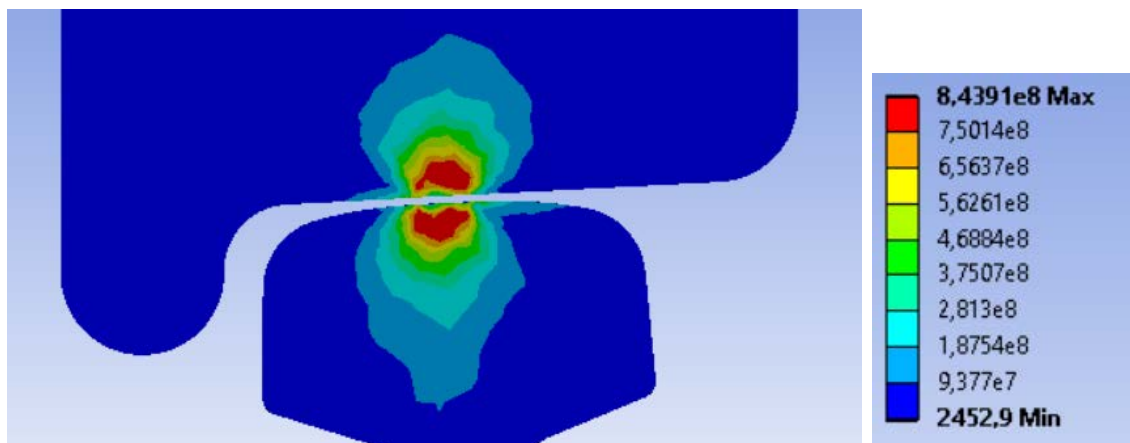
Área de contacto = 142,9 mm²

Carga 25 T

Presión máxima = 1388,3 MPa



Tensión de Von Mises máxima = 725,96 MPa



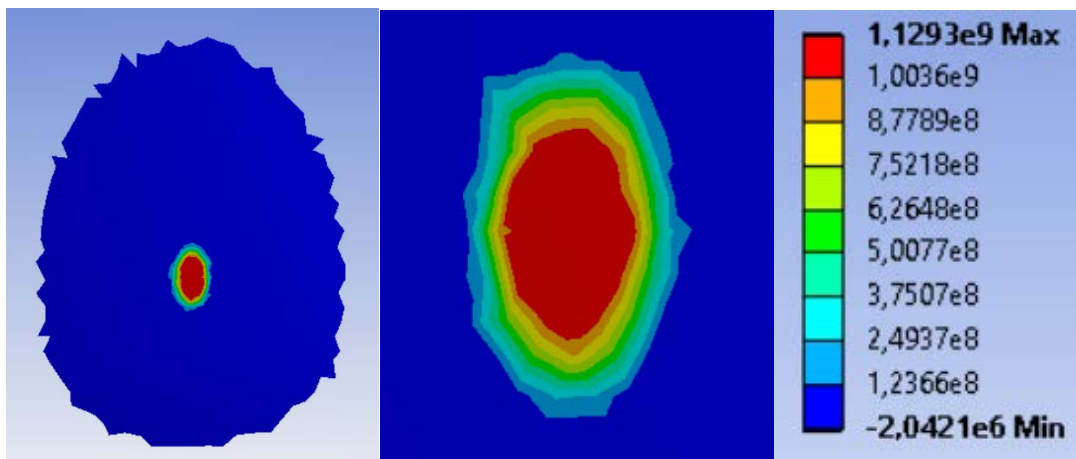
Área de contacto = 147,2 mm²

**ANEXO B: ESTUDIO DEL MODELO RUEDA-RODILLOS CON
VARIACIÓN DE DISTANCIA ENTRE RODILLOS Y CARGA
VERTICAL DE 10 T**

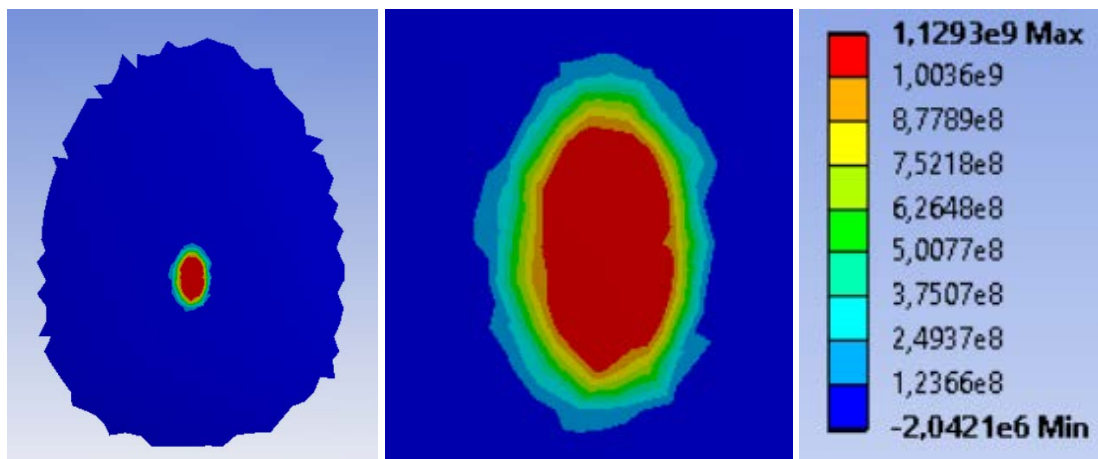
Distancia: 550 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1104,6 MPa

Rodillo 1

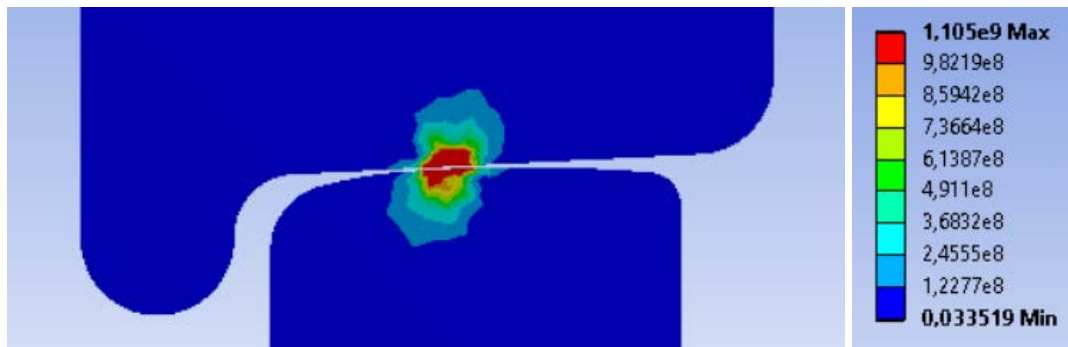


Rodillo 2

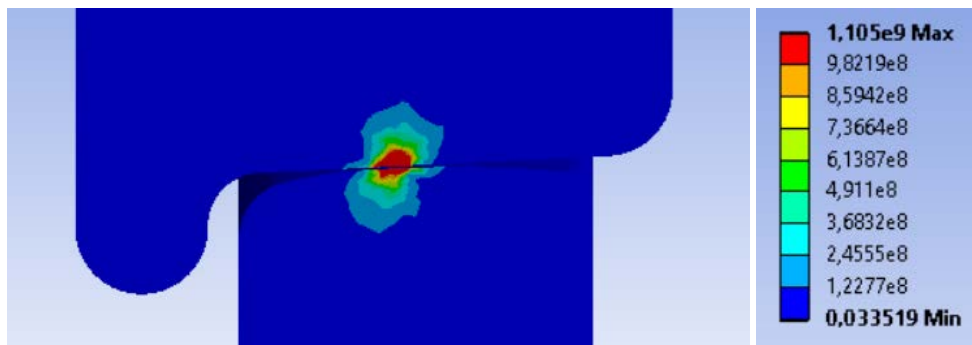


Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1129,3 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

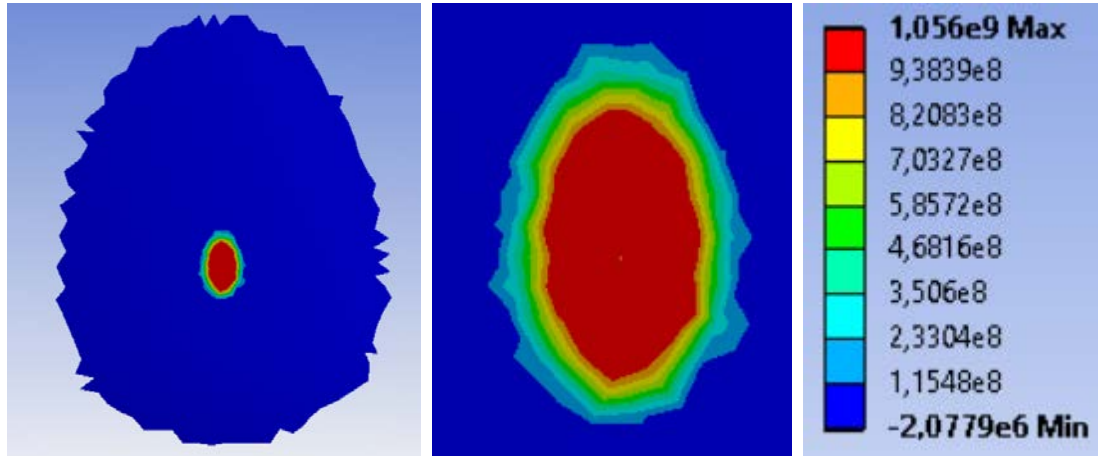
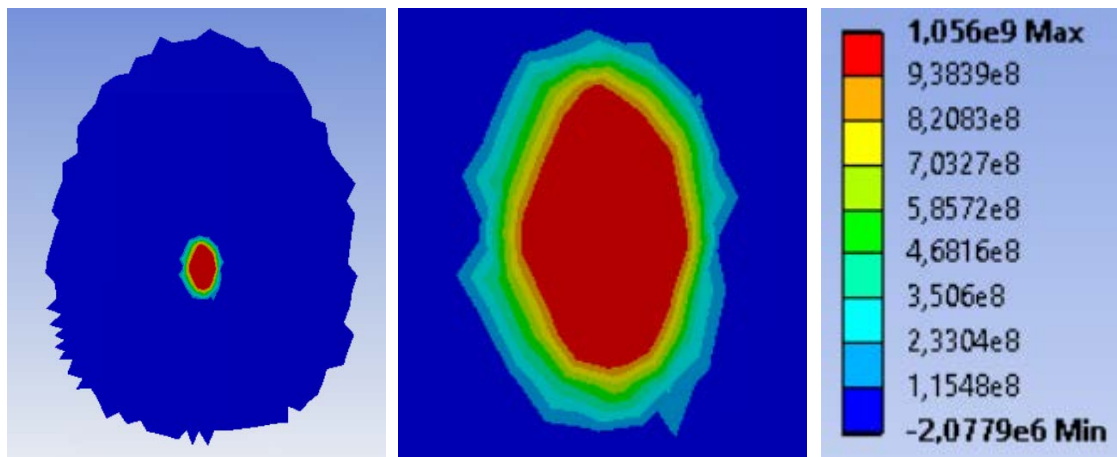


Área de contacto rodillo 1 = 29,33 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 28,26 mm²

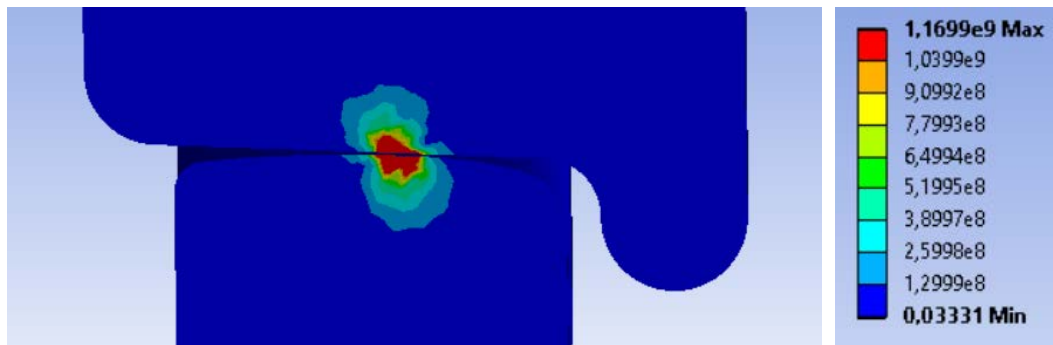
Distancia: 600 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1056 MPa

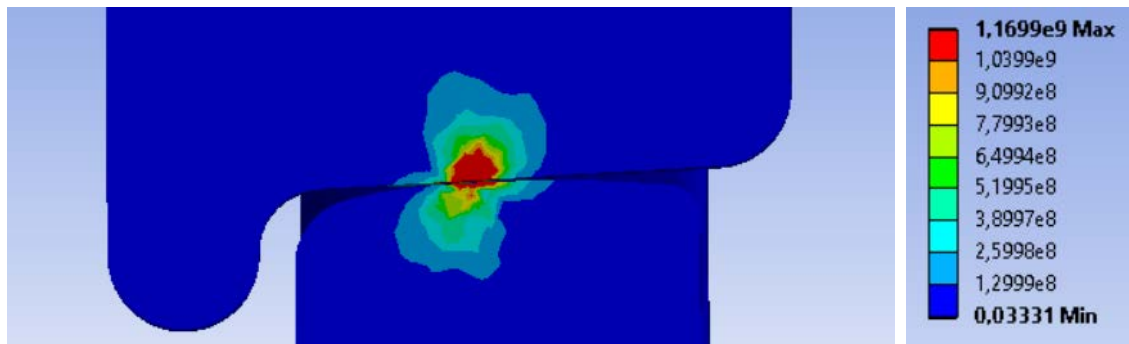
Rodillo 1**Rodillo 2**

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1169,9 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

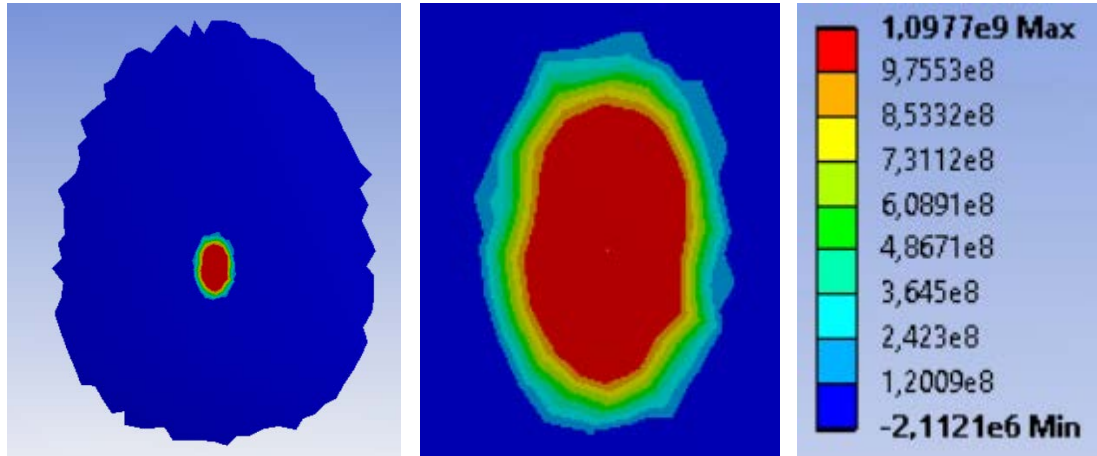
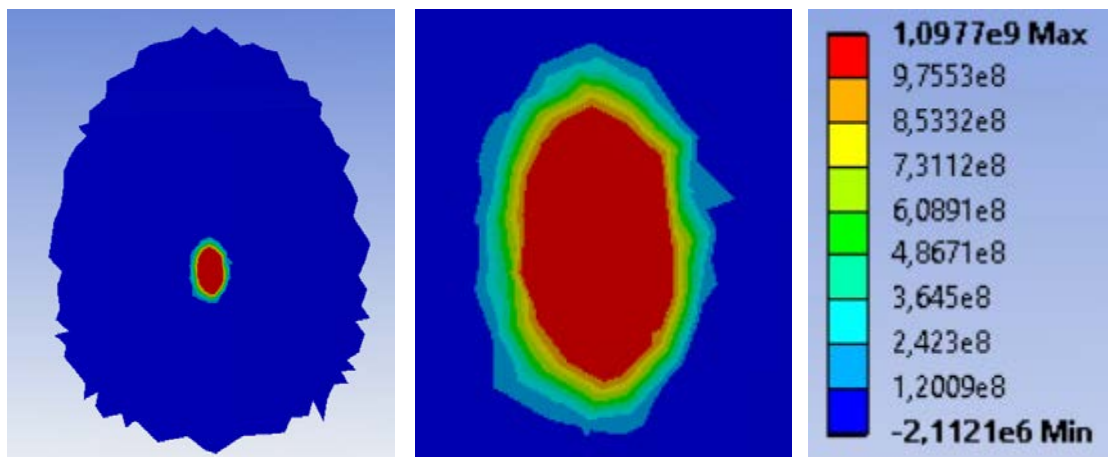


Área de contacto rodillo 1 = 30,32 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 28,868 mm²

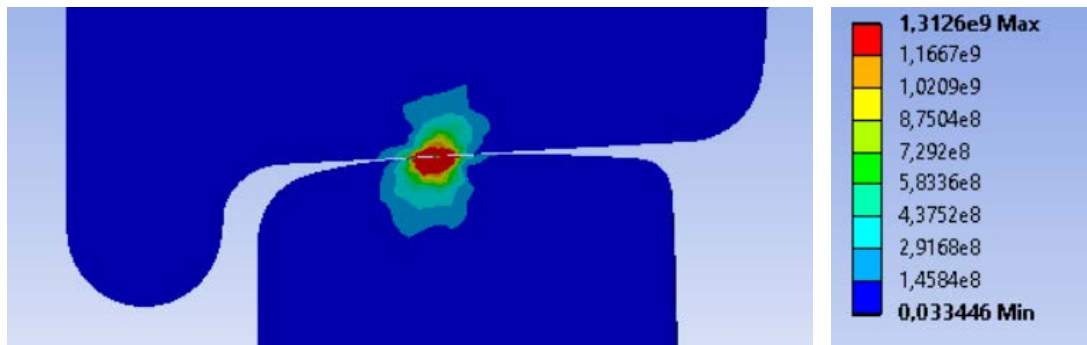
Distancia: 650 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1097,7 MPa

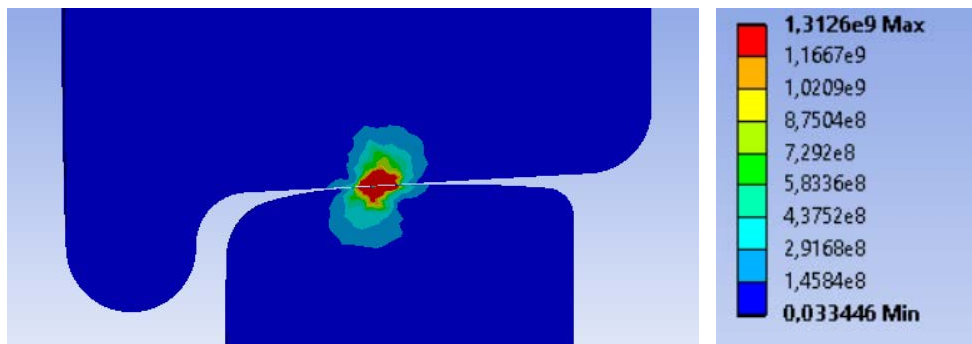
Rodillo 1**Rodillo 2**

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1312,6 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

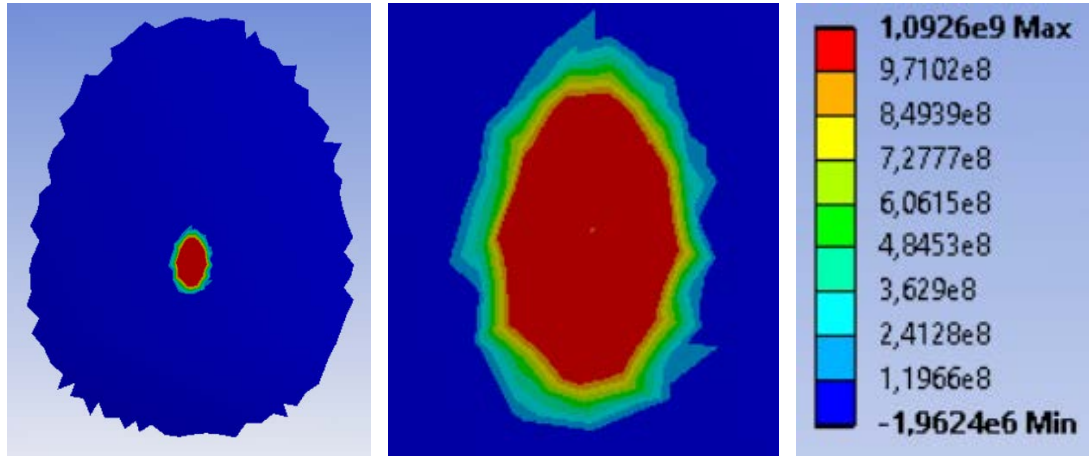
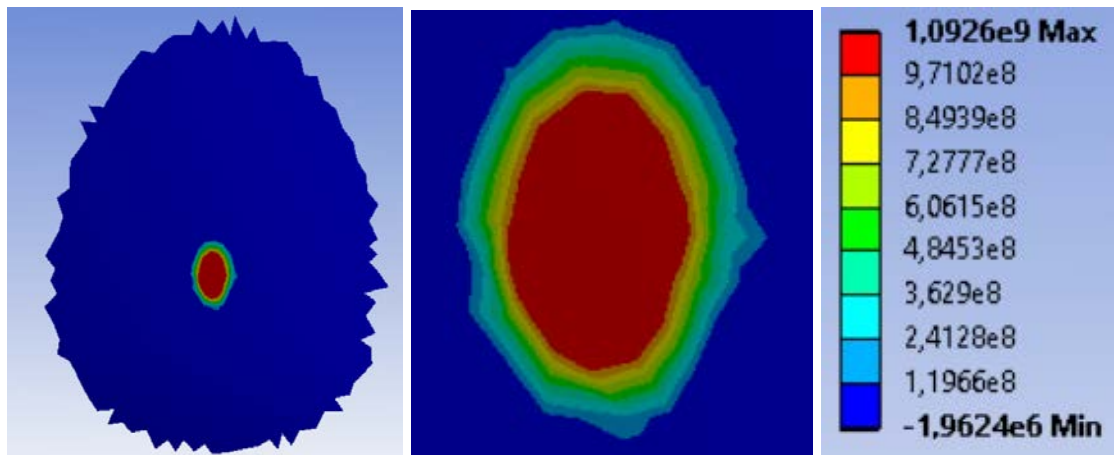


Área de contacto rodillo 1 = 31,49 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 26,07 mm²

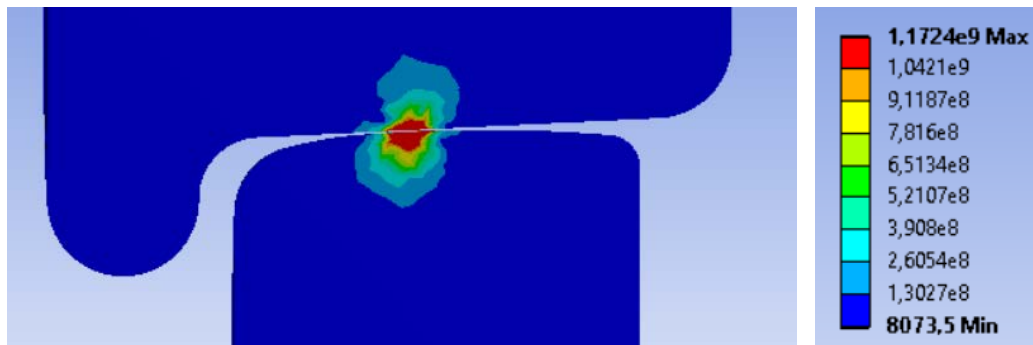
Distancia: 700 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1092,6 MPa

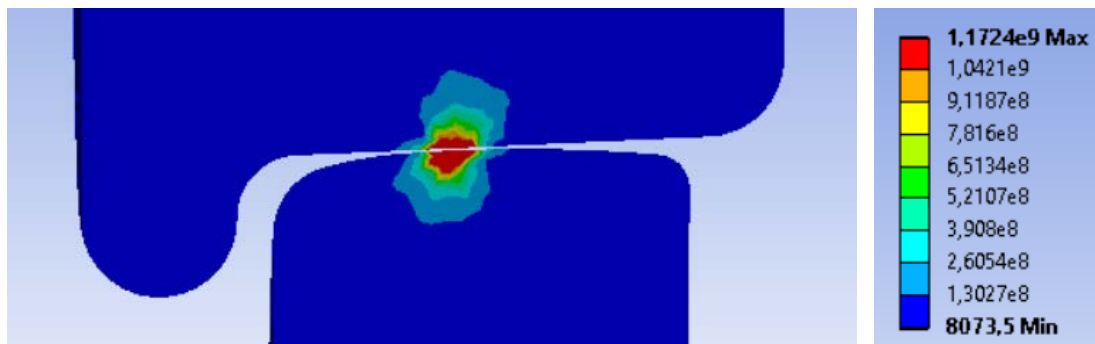
Rodillo 1**Rodillo 2**

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1172,4 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

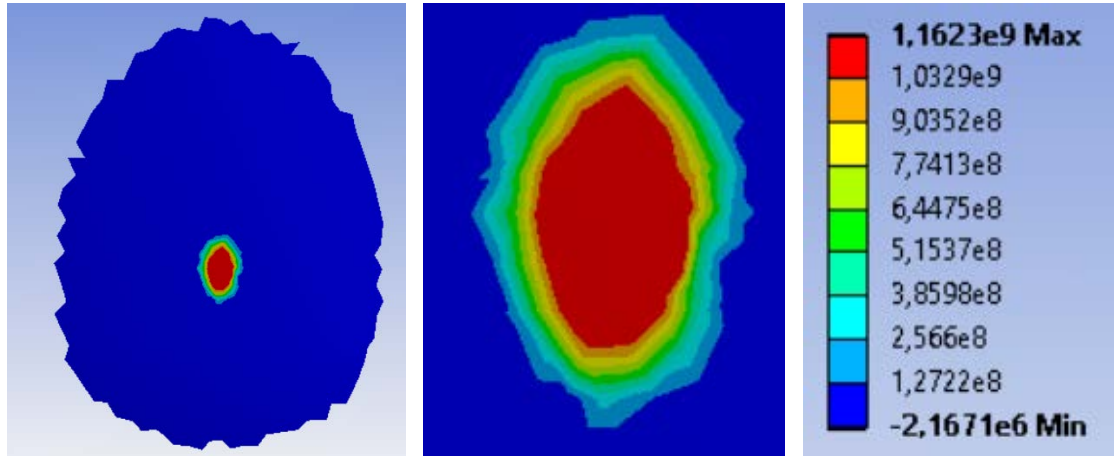
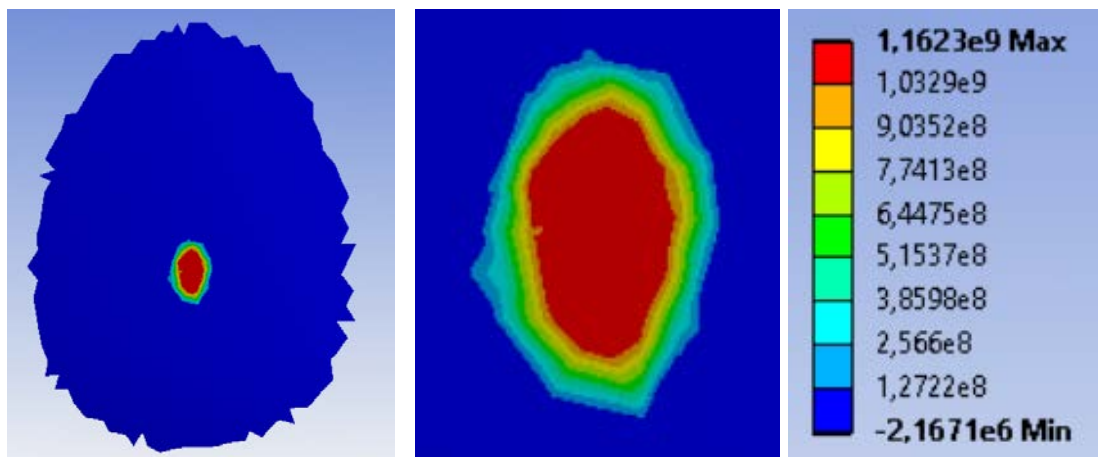


Área de contacto rodillo 1 = 26,38 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 29,04 mm²

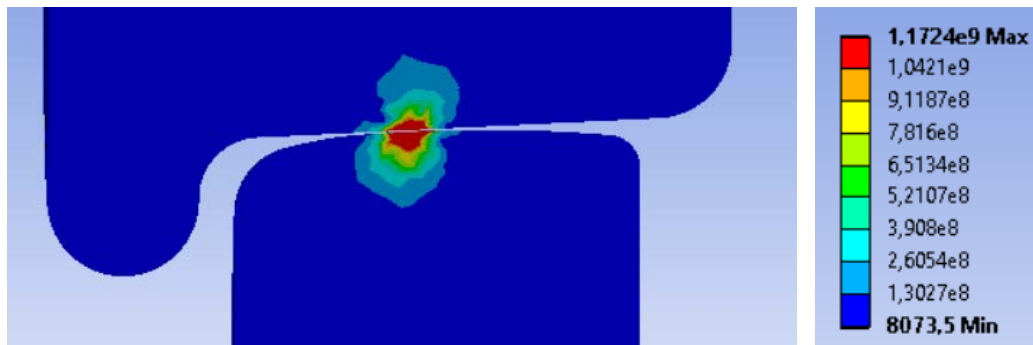
Distancia: 750 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1162,3 MPa

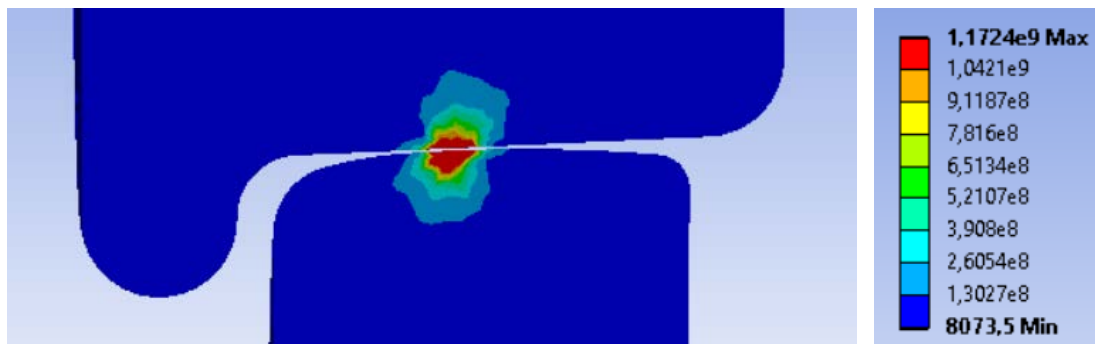
Rodillo 1**Rodillo 2**

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1172,4 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

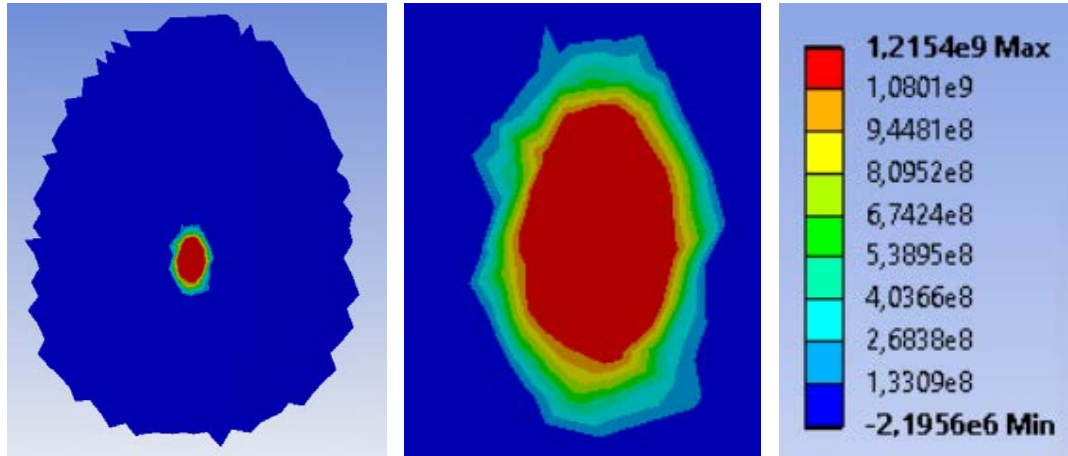
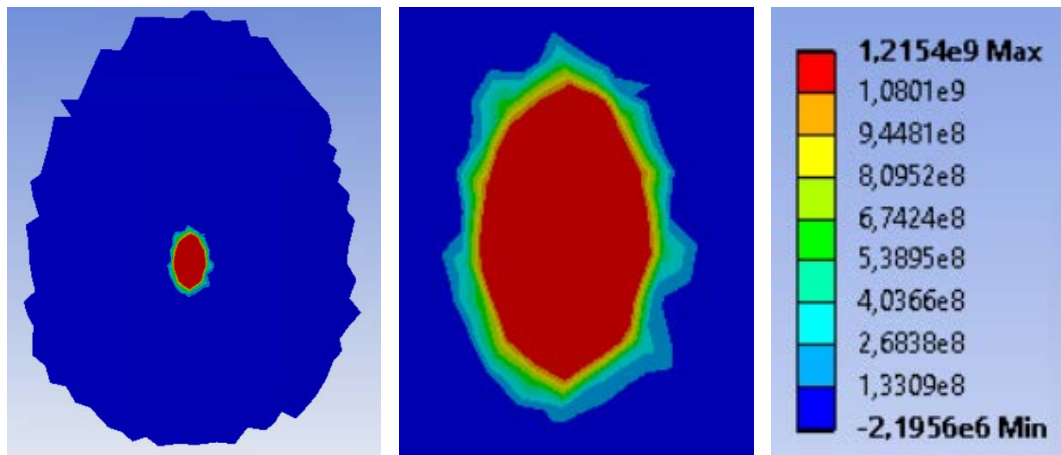


Área de contacto rodillo 1 = 31,6 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 27,59 mm²

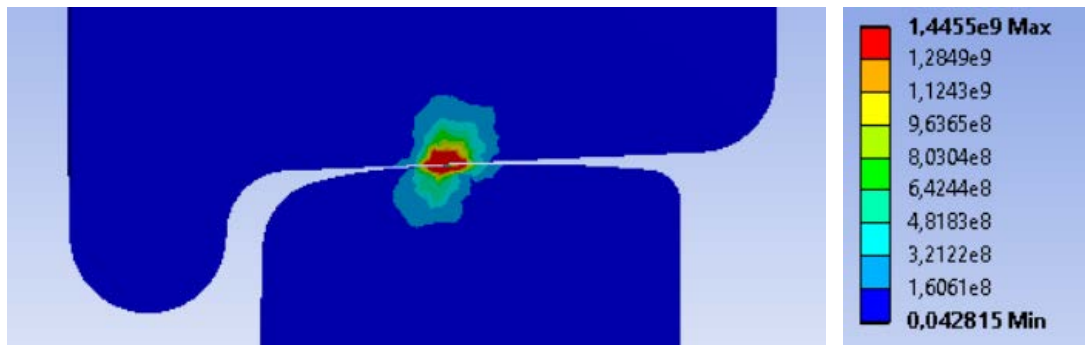
Distancia: 800 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1215,4 MPa

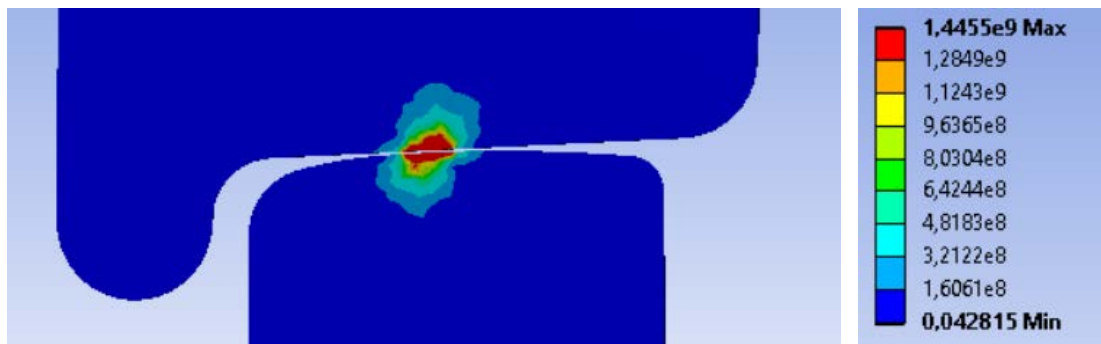
Rodillo 1**Rodillo 2**

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1445,5 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

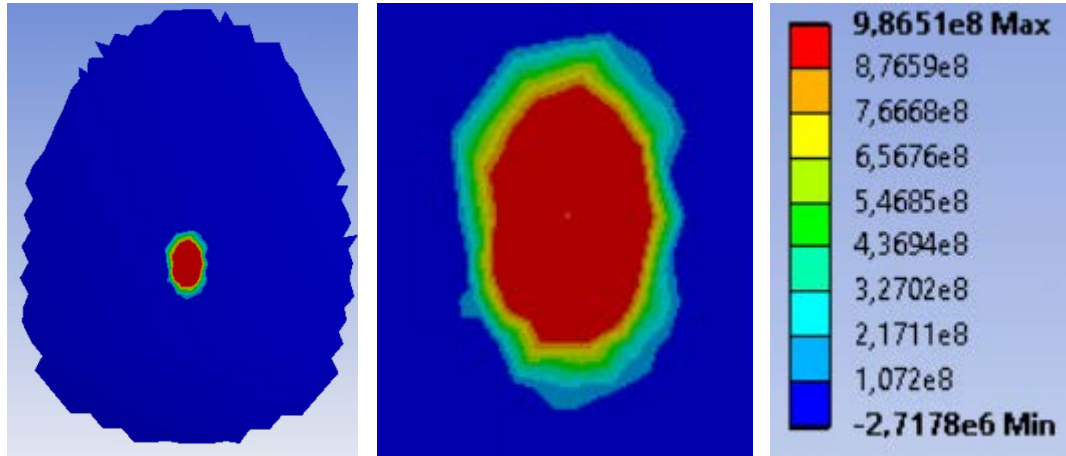
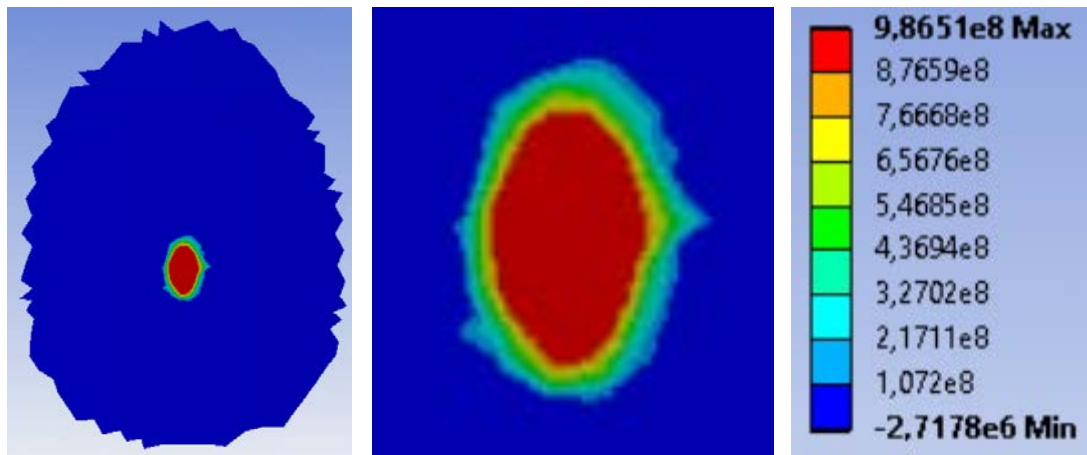


Área de contacto rodillo 1 = 28,38 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 26,45 mm²

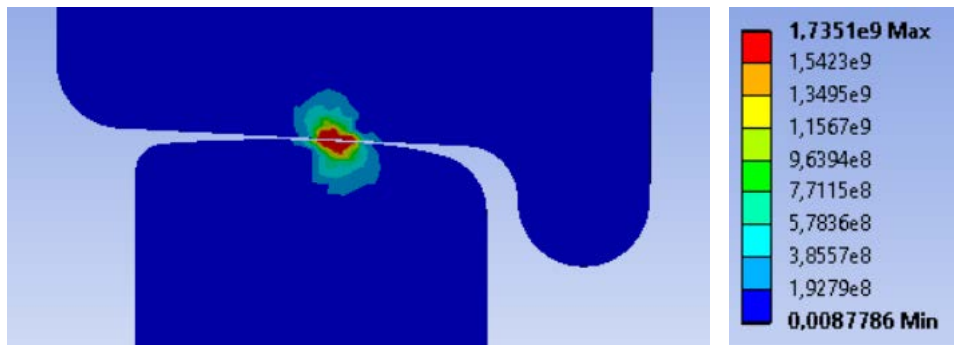
Distancia: 850 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 986,51 MPa

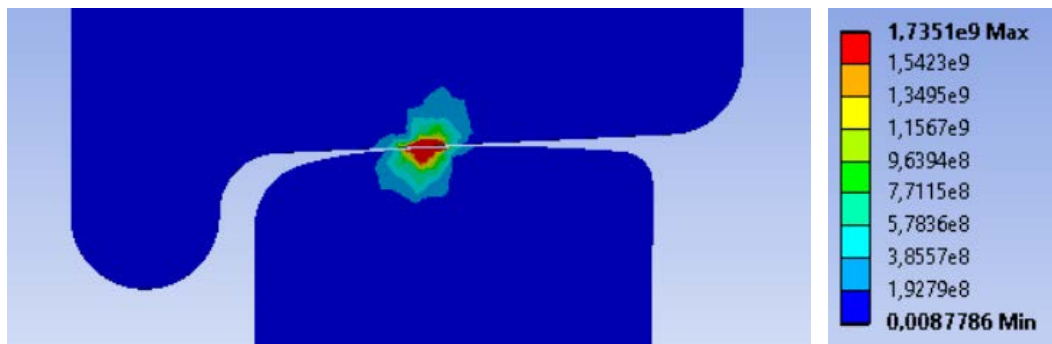
Rodillo 1**Rodillo 2**

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1735,1 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

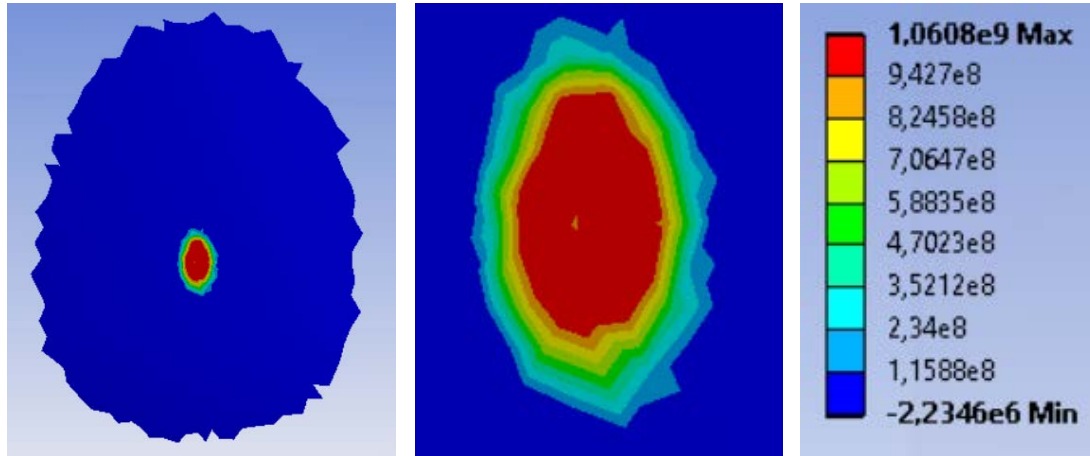
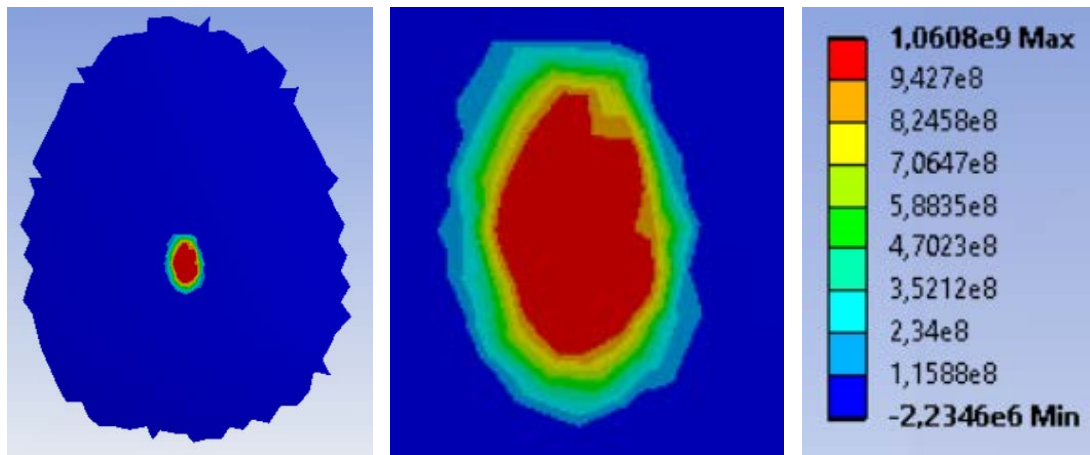


Área de contacto rodillo 1 = 28,36 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 26,77 mm²

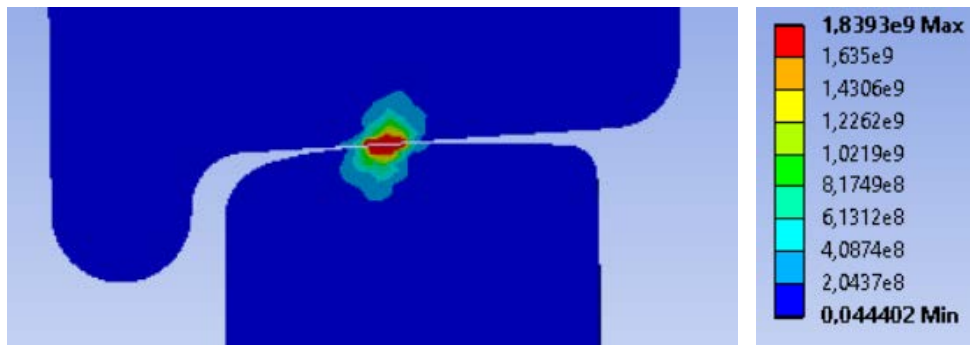
Distancia: 900 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1060,8 MPa

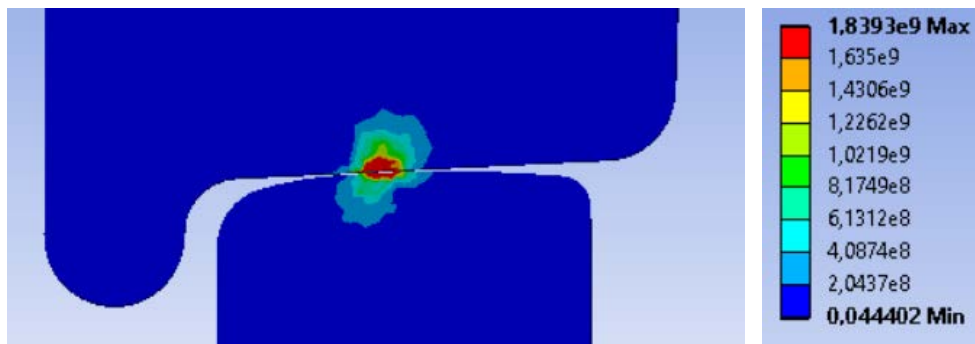
Rodillo 1Rodillo 2

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1735,1 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2



Área de contacto rodillo 1 = 26,23 mm²

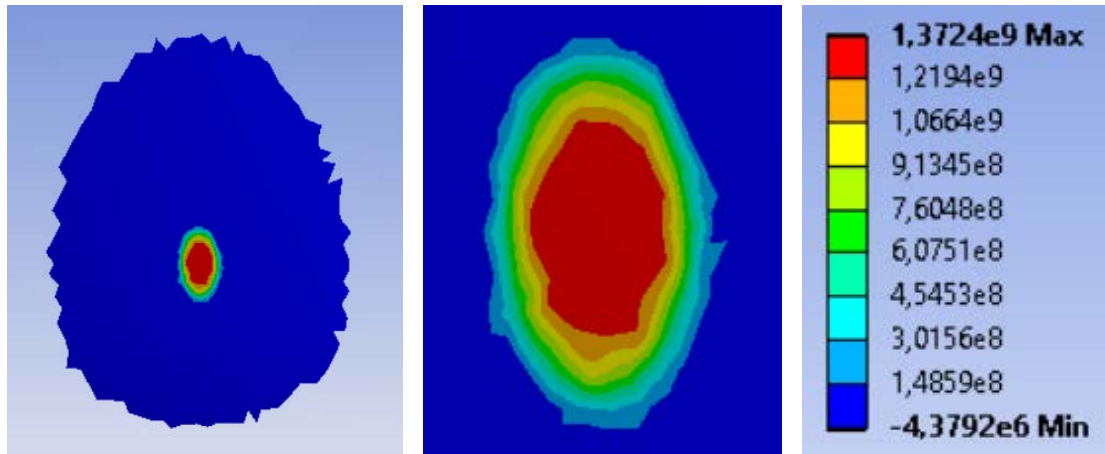
Área de contacto rodillo 2 = 24,206 mm²

**ANEXO C: ESTUDIO DEL MODELO RUEDA-RODILLOS CON
VARIACIÓN DE DISTANCIA ENTRE RODILLOS Y CARGA
VERTICAL DE 20 T**

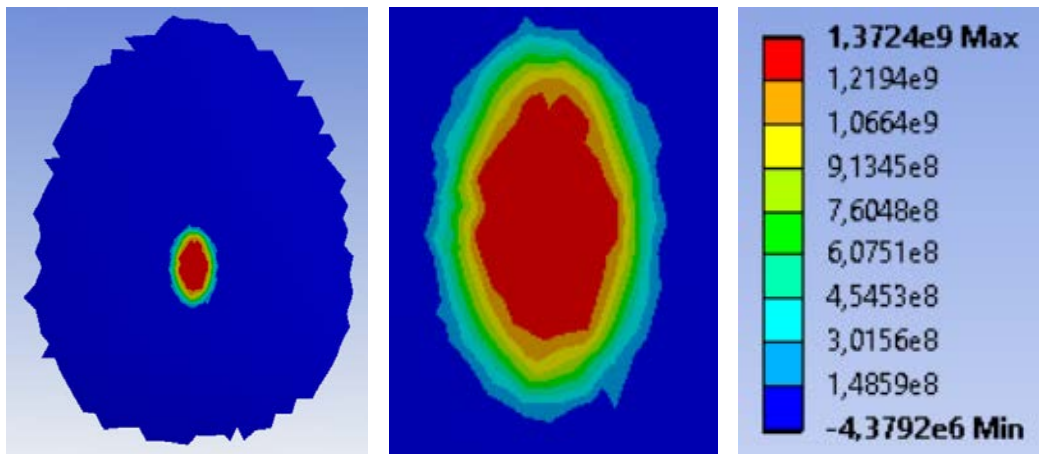
Distancia: 500 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1372,4 MPa

Rodillo 1

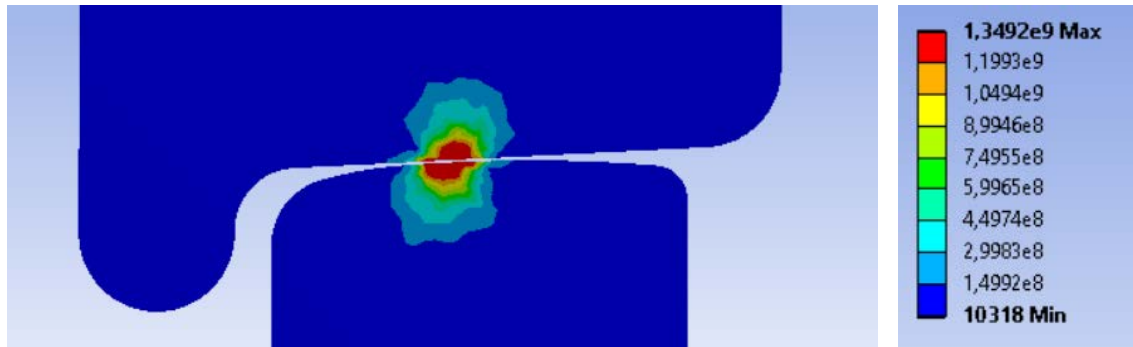


Rodillo 2

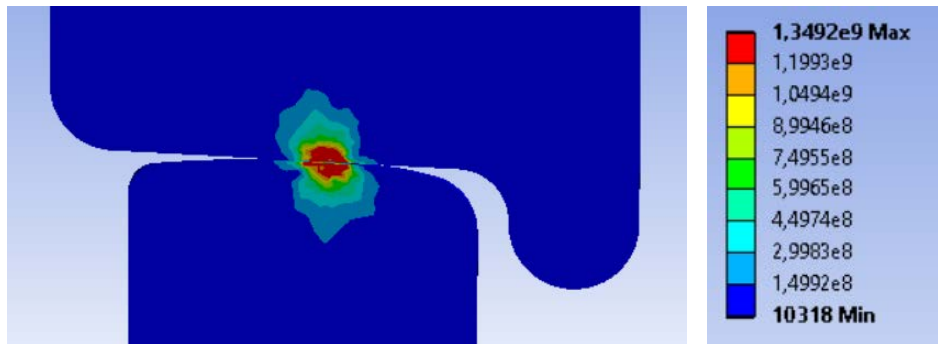


Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1349,2 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

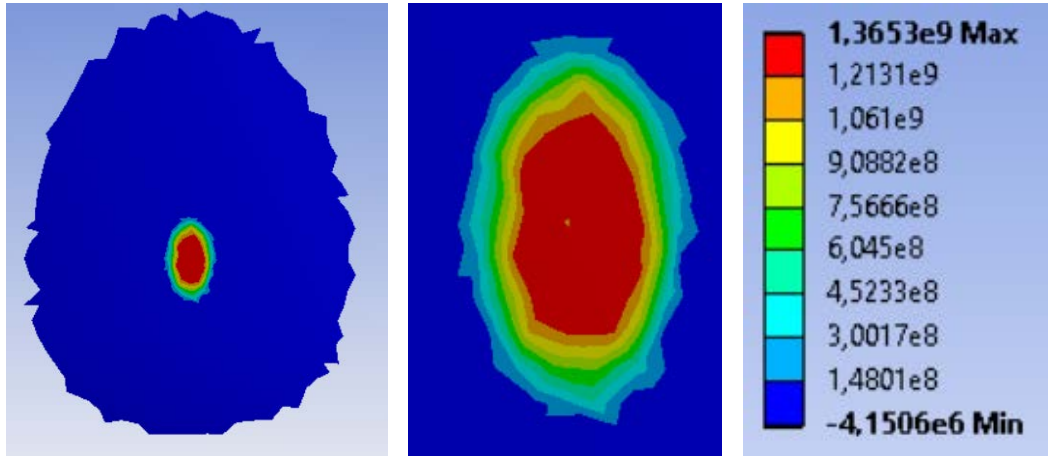
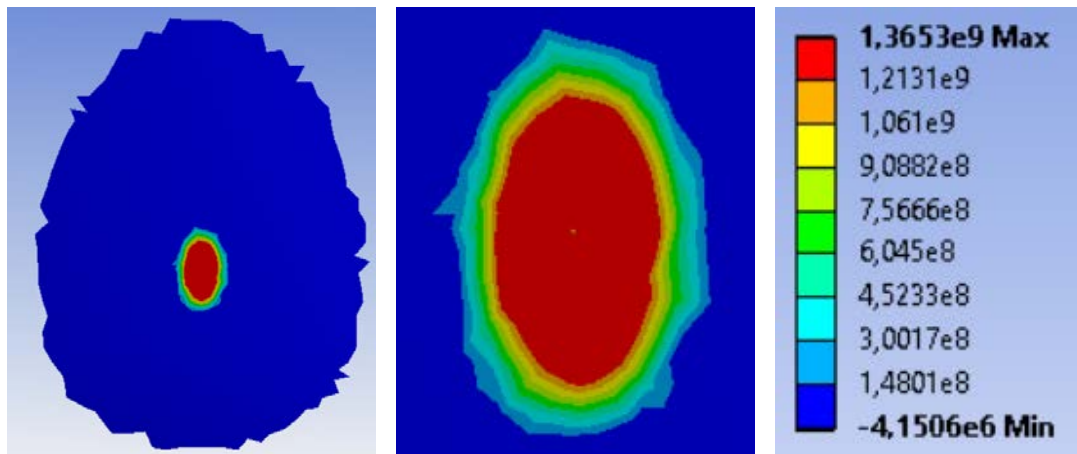


Área de contacto rodillo 1 = 48,71 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 46,96 mm²

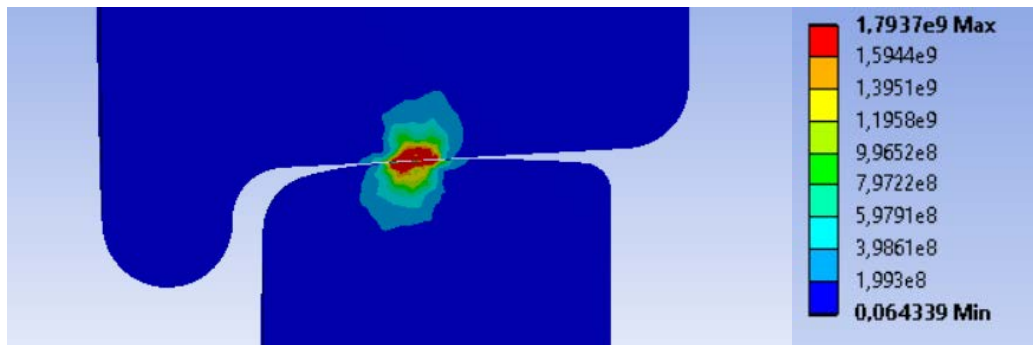
Distancia: 550 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1365,3 MPa

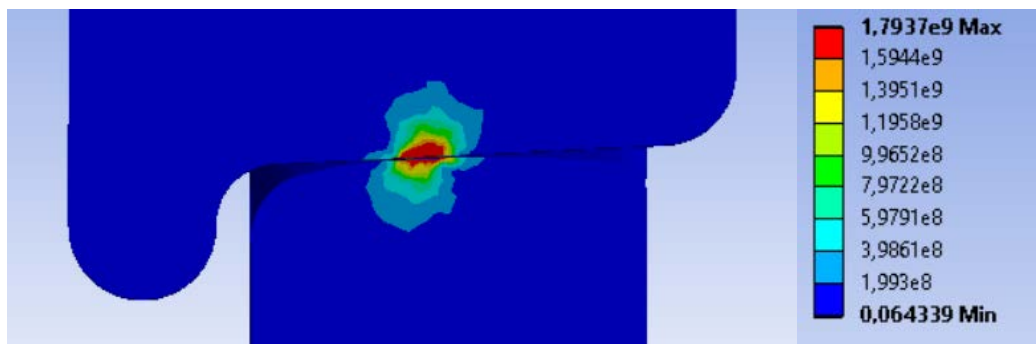
Rodillo 1**Rodillo 2**

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1793,7 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

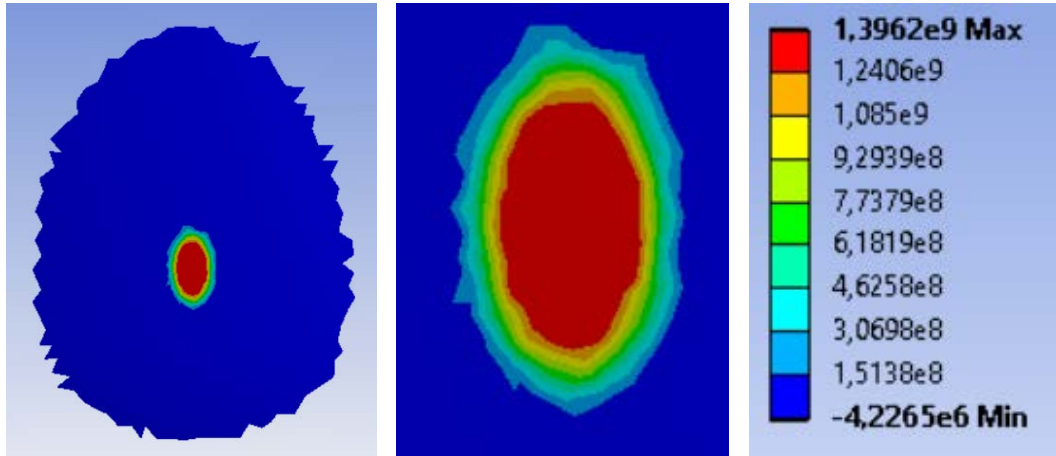
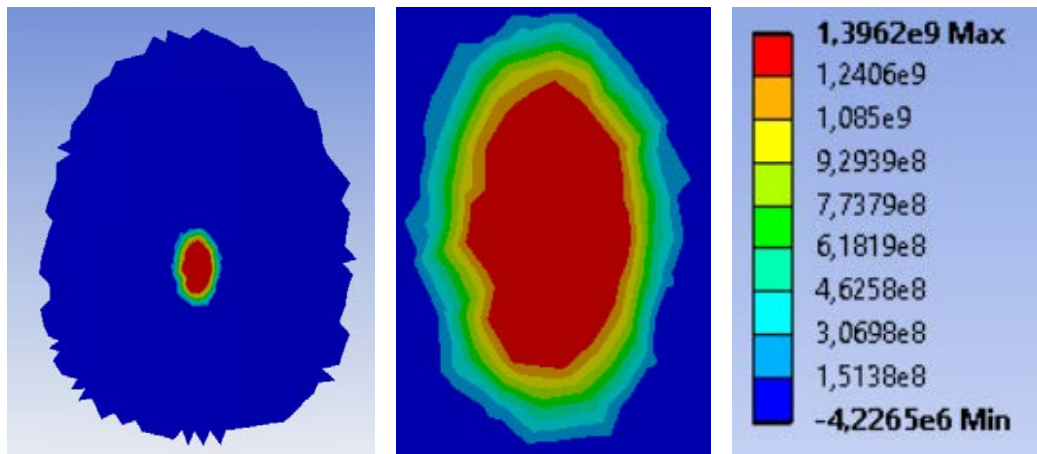


Área de contacto rodillo 1 = 44,98 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 48,29 mm²

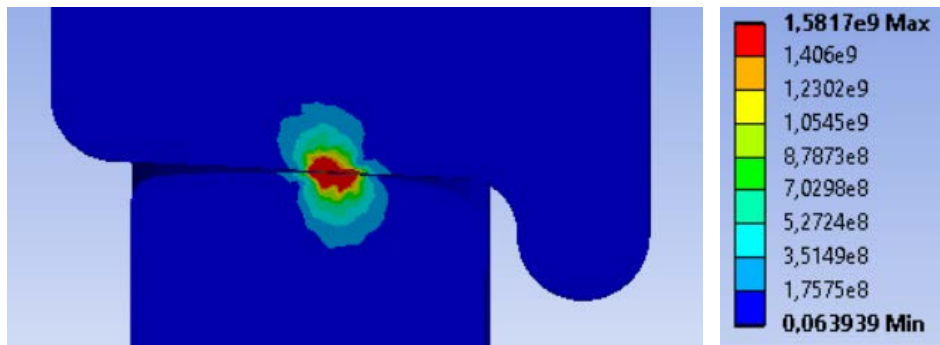
Distancia: 600 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1396,2 MPa

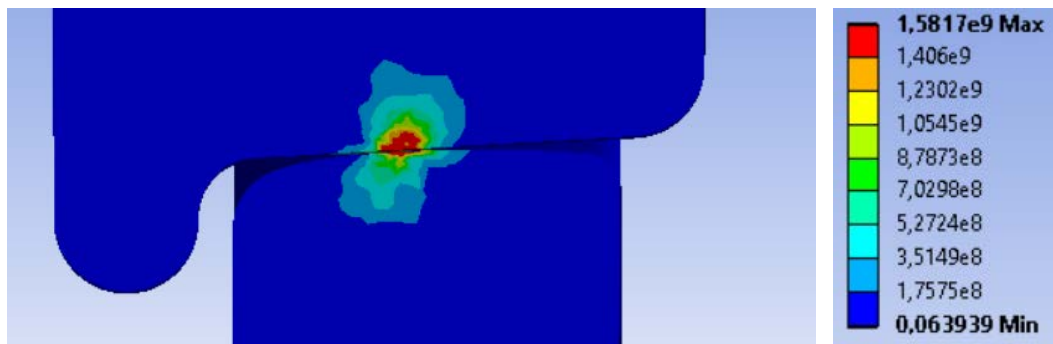
Rodillo 1**Rodillo 2**

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1581,7 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

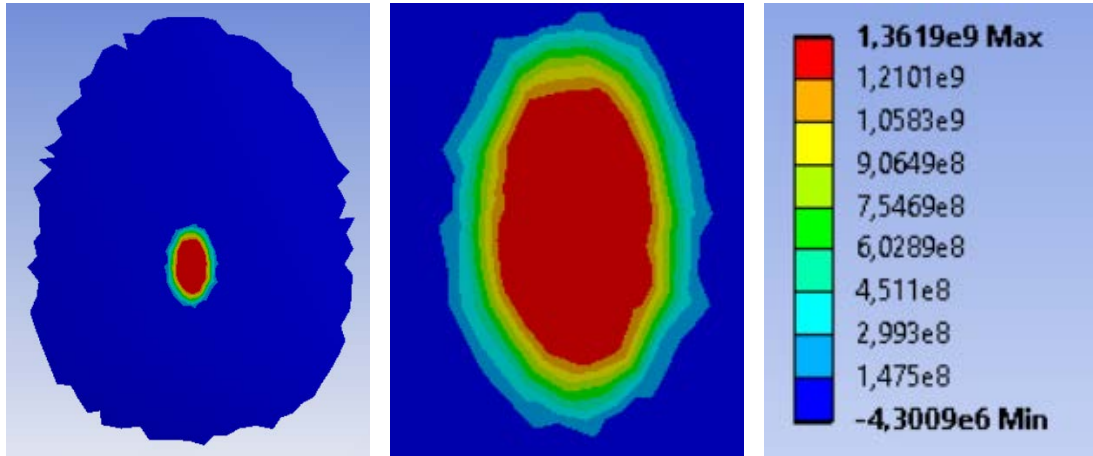
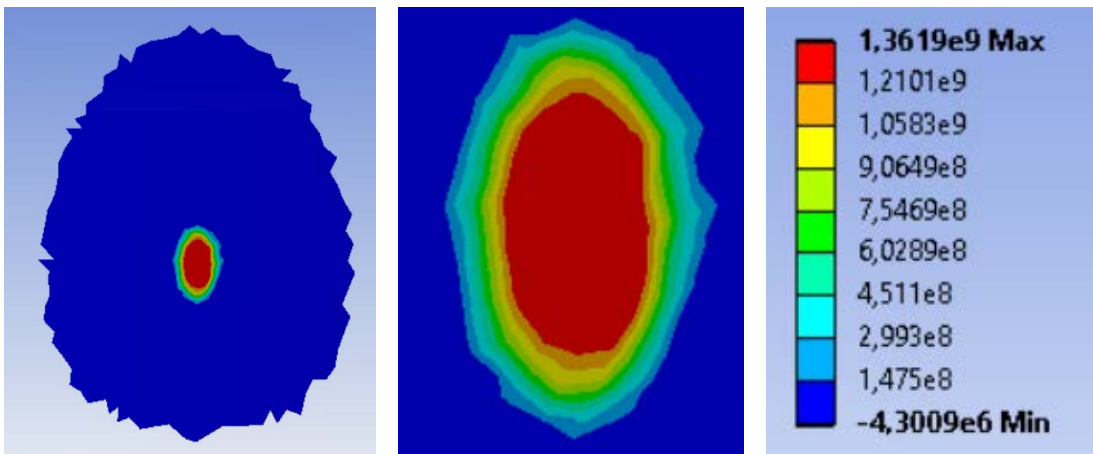


Área de contacto rodillo 1 = 45,99 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 46,24 mm²

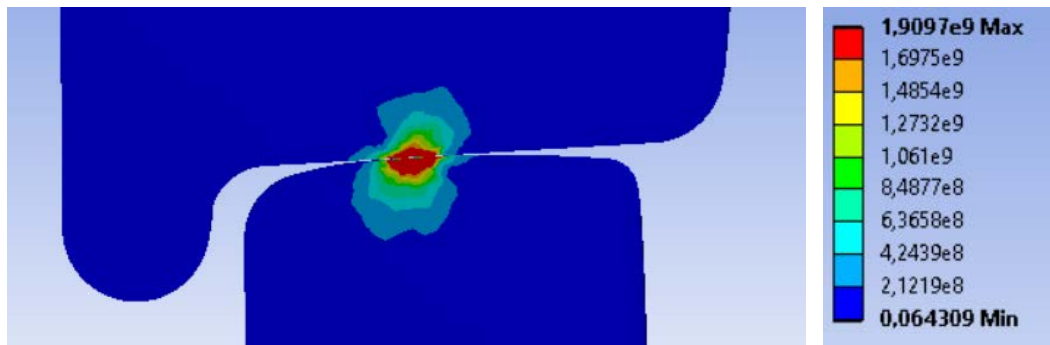
Distancia: 650 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1361,9 MPa

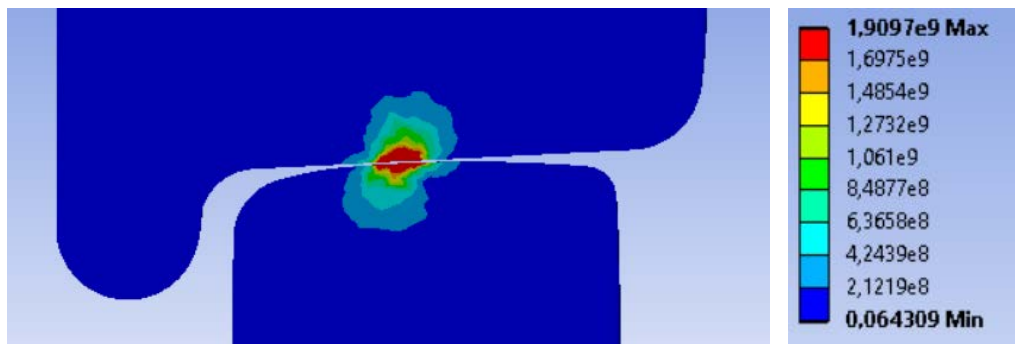
Rodillo 1**Rodillo 2**

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1909,7 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

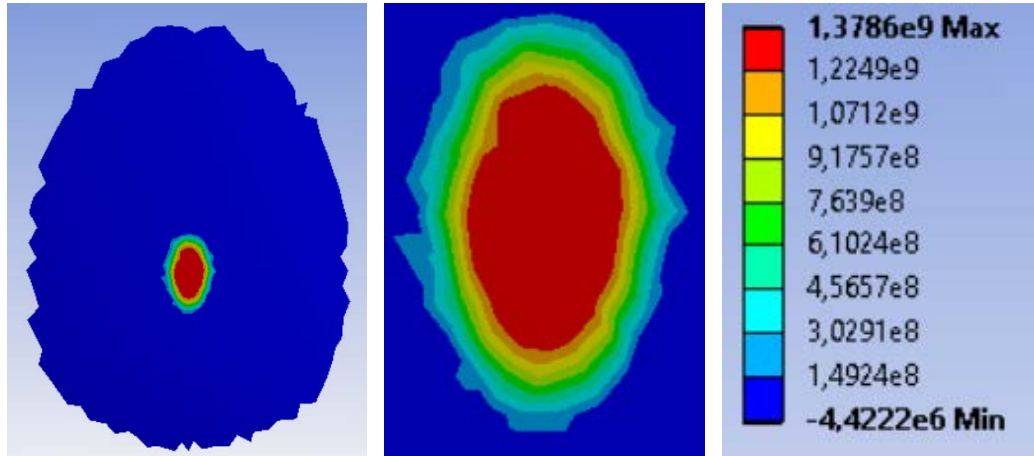
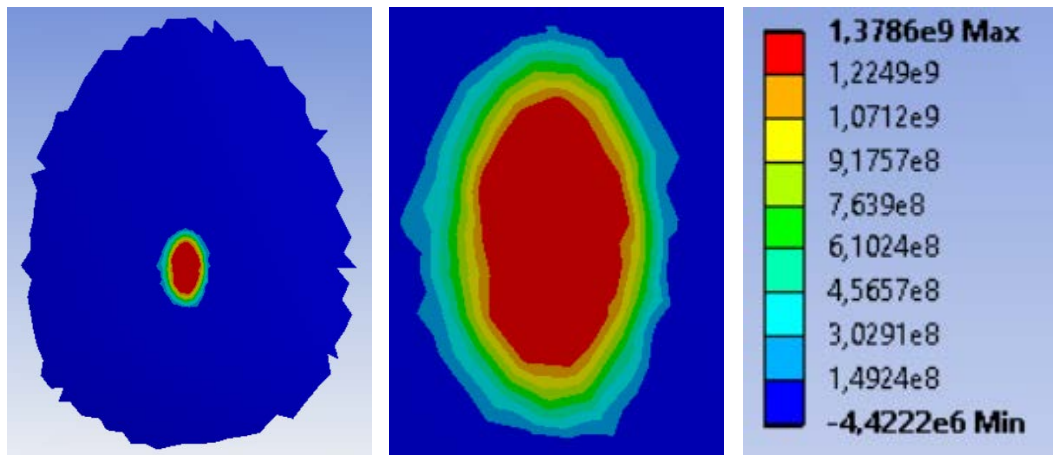


Área de contacto rodillo 1 = 47,38 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 44,90 mm²

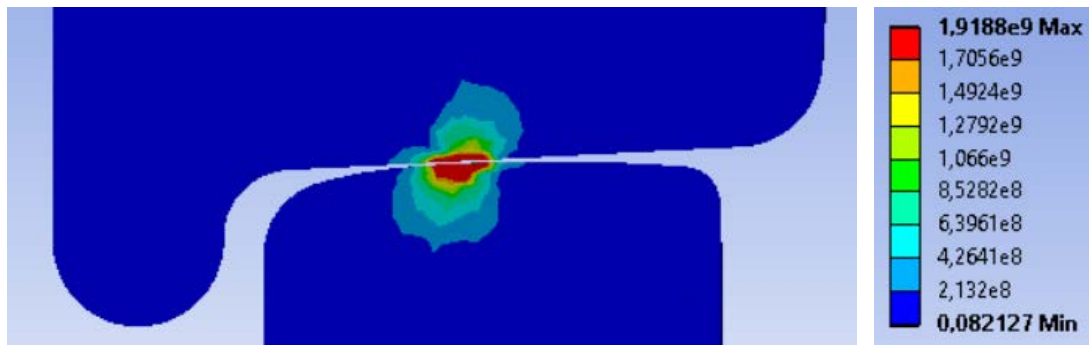
Distancia: 750 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1378,6 MPa

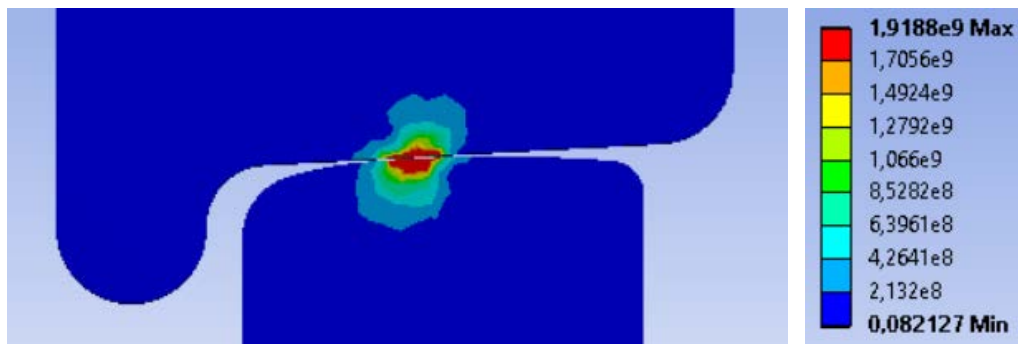
Rodillo 1**Rodillo 2**

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1918,8 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

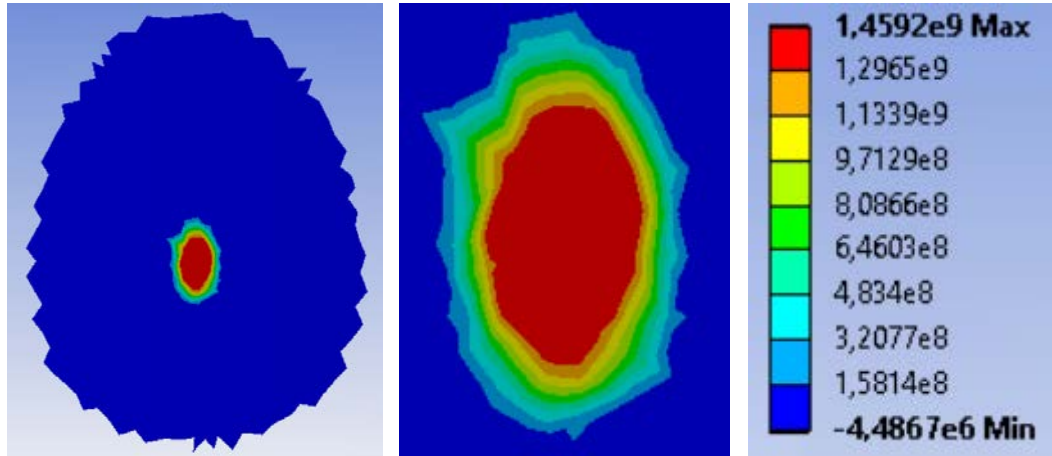
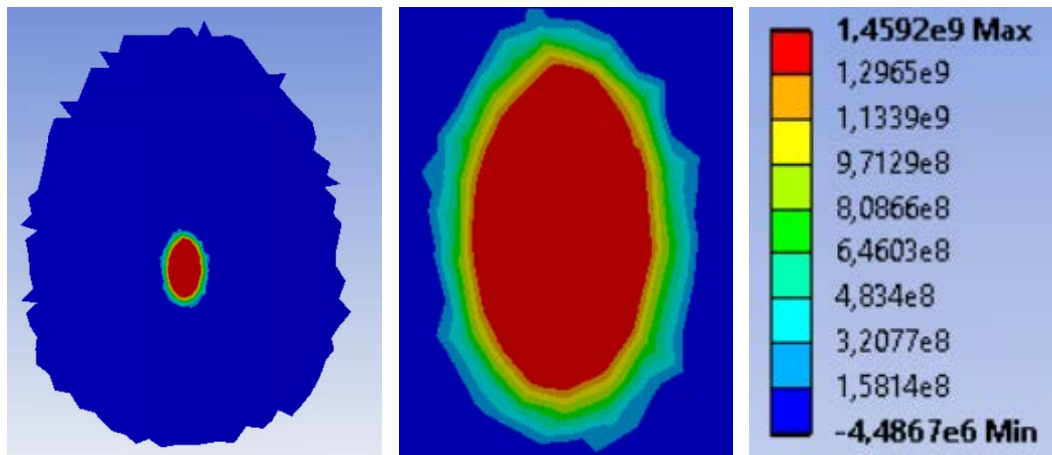


Área de contacto rodillo 1 = 46,79 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 41,76 mm²

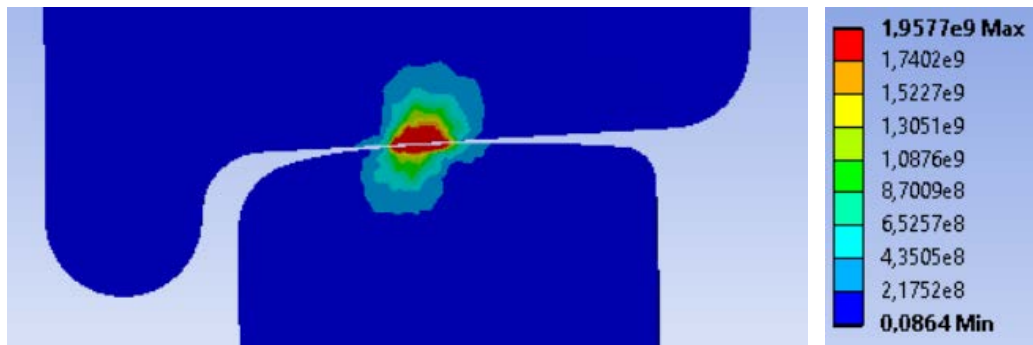
Distancia: 800 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1459,2 MPa

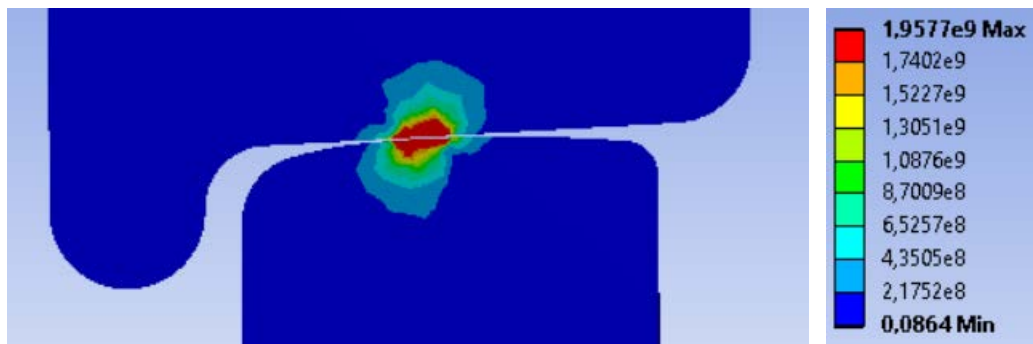
Rodillo 1**Rodillo 2**

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 1957,7 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

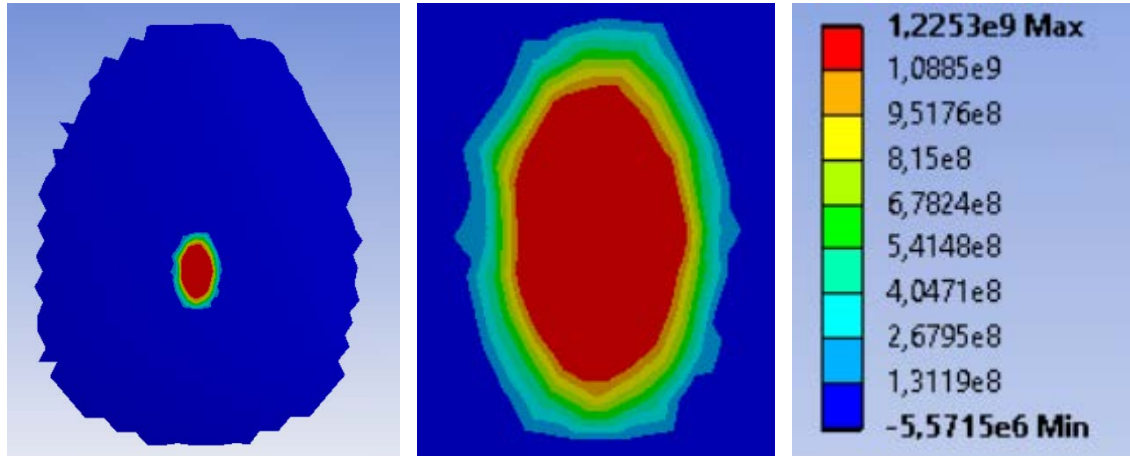
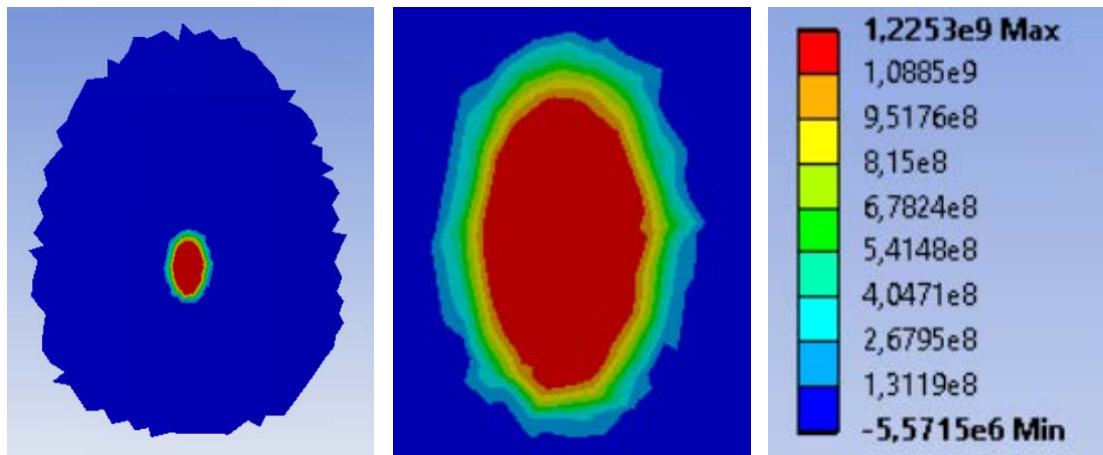


Área de contacto rodillo 1 = 43,55 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 42,29 mm²

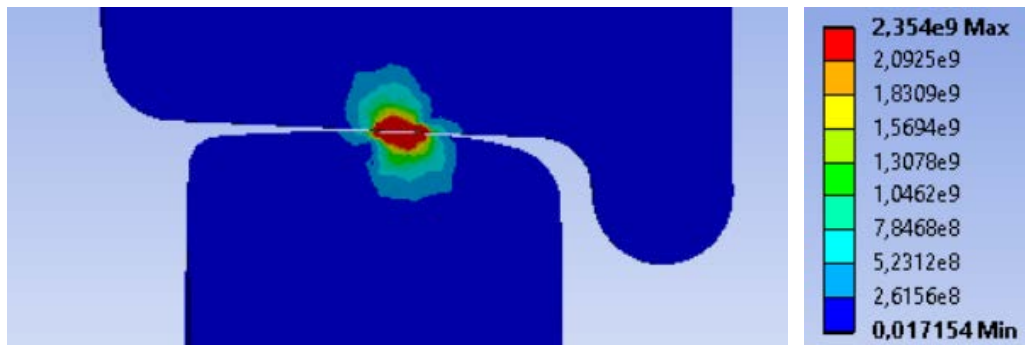
Distancia: 850 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1225,3 MPa

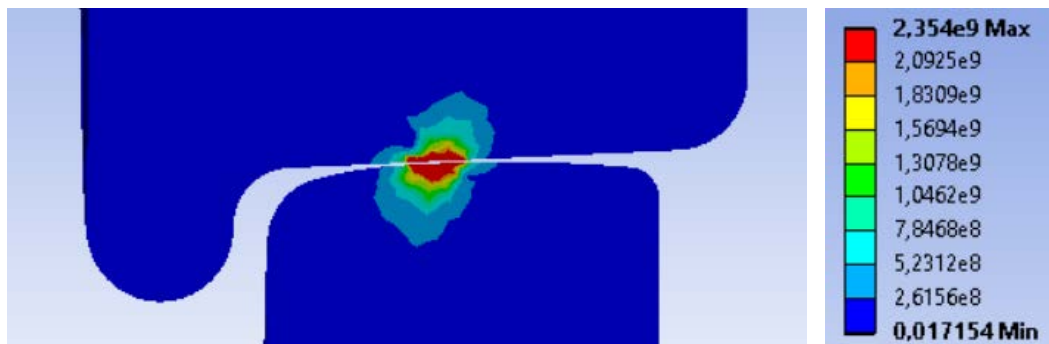
Rodillo 1**Rodillo 2**

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 2354 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2

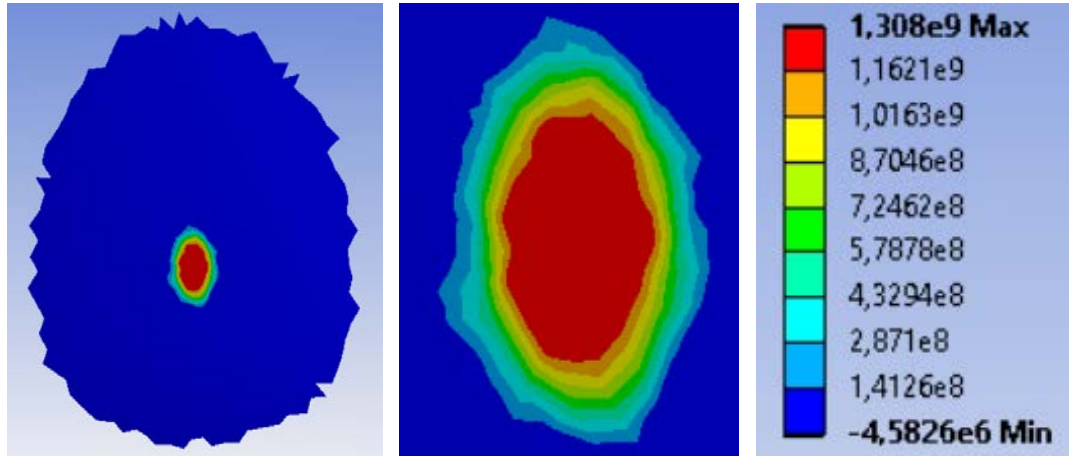
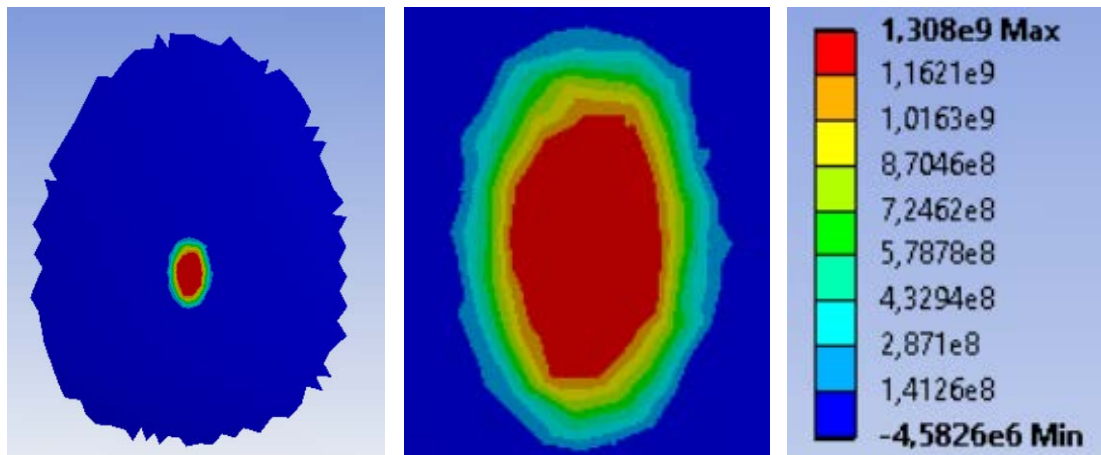


Área de contacto rodillo 1 = 43,82 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 41,03 mm²

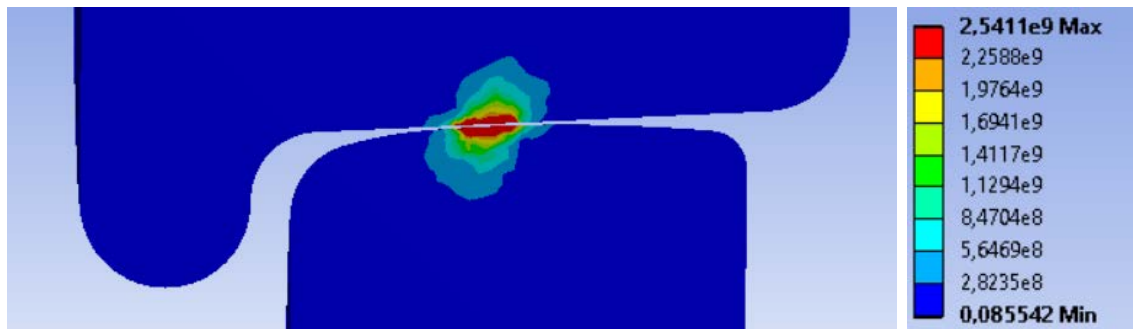
Distancia: 900 mm

Presión máxima de los rodillos 1 y 2 = 1308 MPa

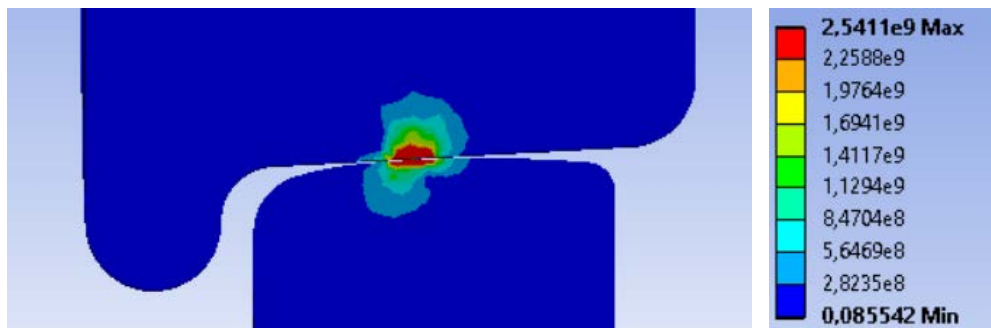
Rodillo 1**Rodillo 2**

Tensión de Von Mises máxima en los rodillos 1 y 2 = 2541,1 MPa

Rodillo 1



Rodillo 2



Área de contacto rodillo 1 = 39,97 mm²

Área de contacto rodillo 2 = 38,21 mm²